

PARÂMETROS E LOCALIZAÇÃO ÓTIMA DE NEUTRALIZADORES DINAMICOS DE VIBRAÇÕES EM PLACAS USANDO ALGORITMOS GENÉTICOS

Yohan Alí Díaz Méndez, yohan.g8@unifei.edu.br
Sebastião Simões da Cunha Jr, sebas@unifei.edu.br
Guilherme Ferreira Gomes, guilhermefergom@unifei.edu.br

Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Av. BPS, 1303, pinheirinho, Itajubá, MG, Brasil.

Resumo: Embora em algumas aplicações as vibrações sejam úteis, este fenômeno físico geralmente provoca problemas em estruturas mecânicas tais como desconforto, redução da vida útil dos componentes mecânicos, desgaste e fadiga. Os neutralizadores dinâmicos de vibrações são dispositivos constituídos por massa, rigidez e amortecimento que sendo acoplados às estruturas primárias, conseguem atenuar os níveis de vibração estrutural, especialmente se eles forem sintonizados às frequências naturais da estrutura primária. Os neutralizadores dinâmicos de vibrações (NDVs) têm sido usados amplamente no controle passivo de vibrações estruturais mostrando-se efetivos em bandas de frequências estreitas, exceto quando utilizados em número maior do que um, o que transforma o dispositivo em um sistema versátil que quando implementado consegue controlar de uma maneira eficaz largas bandas de frequências, fato que permite aumentar a robustez do mesmo. No caso de estruturas complexas com alta densidade modal, e com possibilidade de acoplamento entre os modos, a localização dos neutralizadores dinâmicos de vibrações não é óbvia e o cálculo dos parâmetros ótimos não representa uma tarefa simples. Propõe-se neste trabalho uma metodologia computacional que permite o uso de um modelo em elementos finitos da estrutura primária e NDVs de um grau de liberdade com o intuito de otimizar simultaneamente tanto os parâmetros construtivos quanto a localização na estrutura primária dos NDVs usando heurística de otimização global, isto, a fim de minimizar os níveis vibratórios em uma placa de material isotrópico, inicialmente modo a modo e em seguida vários modos de vibrar simultaneamente. Usa-se uma técnica de acoplamento de subestruturas baseada em funções de resposta em frequência (FRF) e como função objetivo na otimização pretende-se minimizar tal resposta na vizinhança das frequências naturais da estrutura primária. Os resultados demonstram a eficiência da metodologia utilizada na obtenção simultânea dos parâmetros ótimos e localização dos NDVs e na capacidade desses dispositivos atenuar uma e/ou várias frequências naturais simultâneas de uma placa isotrópica nas bandas de supressão predefinidas.

Palavras-chave: Neutralizadores Dinâmicos de Vibrações, Antirressonância, Algoritmos Genéticos, Localização Ótima.

1. INTRODUÇÃO

Com o intuito de reduzir os níveis vibratórios em sistemas mecânicos, duas categorias de métodos mais usados são os ativos e passivos. Os métodos ativos de supressão de vibrações costumam ser mais complexos, onerosos e pelo fato de precisarem da aplicação de uma força de controle, estes requerem do consumo de energia externa ao sistema, já os métodos passivos representam uma opção mais econômica e simples de se atenuar vibrações. Os Neutralizadores Dinâmicos de Vibrações (NDVs) representam a solução para o problema de vibrações em estruturas de maneira passiva. Segundo Cunha e Rade (1999) em sua forma mais simples os NDVs são dispositivos de massa, rigidez e amortecimento concentrados que uma vez acoplados à estrutura primária são capazes de atenuar a amplitude de vibração no ponto de acoplamento sempre que estiverem sintonizados a uma das frequências naturais da estrutura primária. Inicialmente, estudos teóricos foram

feitos por Ormondroyd e Hartog (1928 apud Silva, 2005, p.19) e Brock (1946 apud Borges, 2009, p.2) no qual um sistema auxiliar de um único NDV foi acoplado a uma estrutura primária não amortecida de um grau de liberdade (GDL) determinando-se a o coeficiente de amortecimento ótimo.

Posteriormente surgiu o primeiro estudo de aplicação de NDVs em sistemas contínuos mais complexos, feito por Young (1952, apud Silva, 2005, p.25). O interesse no uso de NDVs foi estendido a todo tipo de estruturas de múltiplos graus de liberdade tais como vigas, Bavastri (1997), Cunha Jr e Rade (1999), Dayou (2006) e placas, Borges (2009) e Silva (2005). Como já é conhecida, a eficiência dos NDVs passivos está limitada a uma faixa de frequências estreita a qual depende principalmente da relação de massas entre o NDV e a estrutura primária (μ), contudo, se o objetivo é abranger uma faixa mais ampla de frequências é preciso acoplar múltiplos NDVs cada um deles sintonizado a cada frequência natural da estrutura primária. Segundo Dayou e Brennan (2002), a aplicação de mais de um NDV resulta numa maior redução da energia cinética da estrutura primária do que quando se usa apenas um. Igualmente Igusa e Xu (1994) fazem ênfase na maior eficiência que fornecem dois NDVs concentrados em comparação com um NDV mesmo com valores de massa similares.

O processo de cálculo dos parâmetros ótimos de NDVs quando forem utilizados mais de um na sintonização de várias frequências naturais, torna-se uma tarefa complexa e requerem-se de técnicas de otimização adequadas para a sua determinação. No presente trabalho pretende-se utilizar o método dos algoritmos genéticos (AG) com o intuito de determinar além dos parâmetros concentrados também a localização ótima de múltiplos NDVs acoplados a uma placa de material isotrópico. Cabe salientar que um estudo acerca da localização ótima dos NDVs é o principal foco deste trabalho.

2. VIBRAÇÃO TRANSVERSAL DE PLACAS RETANGULARES ISOTRÓPICAS

De acordo com Pouladkhan *et al.* (2011), a equação diferencial de vibração forçada de uma placa não amortecida é:

$$D\nabla^2\nabla^2 w(x, y, t) = p(x, y, t) - \rho h \frac{\partial \dot{w}}{\partial t^2}(x, y, t) \quad (1)$$

Sendo $w(x, y, t)$ a função das deflexões transversais da placa, a função $p(x, y, t)$ representa os carregamentos dinâmicos aplicados, ρ a densidade de massa do material e h a espessura da placa.

O movimento oscilatório experimentado por uma placa após da aplicação e liberação de uma força de superfície distribuída sob uma condição arbitrária de suporte nas suas bordas faz a placa se curvar e experimentar vibração livre, nessa situação, as forças externas $p(x, y, t)$ são nulas, logo a Eq. (1) se transforma na equação parcial diferencial homogênea de quarta ordem de placas não amortecidas, Eq. (2):

$$D\nabla^2\nabla^2 w(x, y, t) + \rho h \frac{\partial \dot{w}}{\partial t^2}(x, y, t) = 0 \quad (2)$$

Onde w deve satisfazer as condições de contorno nas bordas da placa e as condições iniciais: $t = 0$, $w = w_0(x, y)$, $\frac{\partial w}{\partial t} = v_0(x, y)$, sendo w e v a deflexão e velocidade iniciais.

$$D\nabla^2\nabla^2 w(x, y, t) + \rho h \frac{\partial \dot{w}}{\partial t^2}(x, y, t) = 0 \quad (3)$$

Ainda de acordo com Pouladkhan *et al.* (2011), assumindo a solução: $w(x, y, z) = [A \cos(\alpha x) + B \sin(\alpha x)] W(x, y)$ e substituindo-a na Eq. (3) temos:

$$D\nabla^2\nabla^2 W(x, y) + \omega^2 \rho h W = 0 \quad (4)$$

No caso de uma placa retangular simplesmente apoiada a função de deslocamentos nodais será:

$$W(x, y) = \sum_{m=1} \sum_{n=1} C_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (5)$$

sendo a e b as dimensões da placa, C_{mn} é a amplitude de vibração para cada modo de vibrar definido pelas variáveis m e n . Substituindo a Eq. (5) em Eq. (4), é obtida a equação:

$$\frac{m^4 \pi^4}{a^4} + 2 \frac{m^2 \pi^2 n^2 \pi^2}{a^2 b^2} + \frac{n^4 \pi^4}{b^4} - \frac{\omega^2 \rho h}{D} = 0 \quad (6)$$

Isolando ω da Eq. (6) dá:

$$\omega_{mn} = \pi^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D}{\rho h}} \quad (7)$$

Sendo: $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$

2.1 Simulação Numérica via Elementos Finitos

A estrutura primária consiste de uma placa retangular de aço ($\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$, $E = 200 \text{ GPa}$) simplesmente apoiada de lado $a = 0,20 \text{ m}$, $b = 0,10 \text{ m}$ e espessura $h = 0,001 \text{ mm}$. Para a construção do modelo numérico utilizou-se um elemento de casca de 8 nós contendo 6 graus de liberdade por nó, ou seja, translações e rotações ao longo dos três eixos x , y e z . Foram aplicadas as propriedades do material, as condições de contorno para placa simplesmente apoiada nas suas bordas e realizou-se uma análise modal com o intuito de obter as primeiras cinco frequências naturais.

A Tabela 1 mostra as frequências naturais calculadas analiticamente a partir da Eq. (7) e as compara com as obtidas numericamente.

Tabela 1. Frequências naturais analíticas e numéricas de uma placa isotrópica.

Modo	frequência analítica [Hz]	frequência numérica [Hz]	Desvio [%]
1	300,88	300,81	0,02
2	481,40	481,23	0,04
3	782,28	781,81	0,06
4	1022,98	1022,20	0,08
5	1203,50	1202,4	0,09

Foi desenvolvida uma análise harmônica a fim de identificar os 3 primeiros modos de vibrar e respectivas frequências naturais que provocassem deslocamentos não nulos no centroide da placa com o objetivo de serem esses os modos alvo do processo de otimização dos NDVs a serem conectados. A Fig. (1) mostra os primeiros três modos de vibrar transversais que satisfazem a condição descrita anteriormente, os pontos de máximo e mínimo deslocamento são representados com as cores vermelho e azul respectivamente.

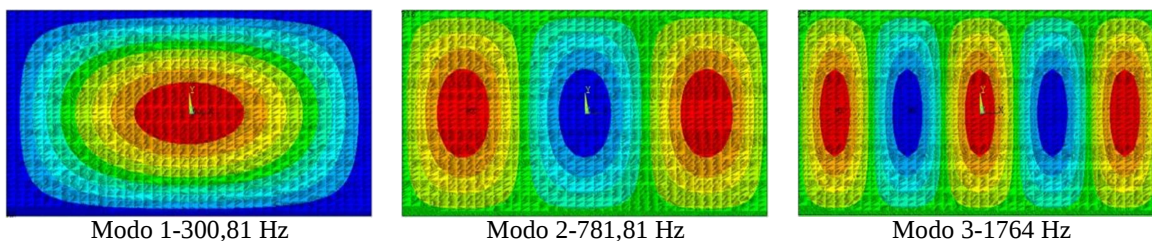


Figura 1. Primeiros três modos de vibrar transversais de placa isotrópica.

A Fig. (2) abaixo ilustra a resposta no domínio da frequência da placa isotrópica em estudo, as ressonâncias representam as frequências naturais dos modos de vibrar a serem atenuados.

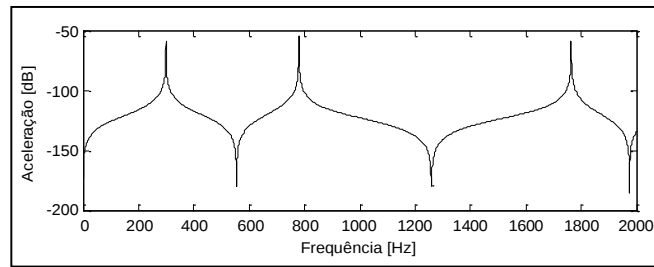


Figura 2. Função de Resposta em Frequência (placa isotrópica).

3. METODOLOGIA DE OTIMIZAÇÃO

Algumas heurísticas de otimização global já foram utilizadas para a determinação dos parâmetros ótimos de NDVs, especialmente pela simplicidade de implementação e pela eficiência que estas apresentam na convergência para um ótimo global de uma determinada função de aptidão, característica útil quando o problema em estudo se trata de multimodal (com múltiplos mínimos e máximos). Vianna *et al.* (2008) resolveram o problema de otimização usando colônia de formigas (CF), já Muhammad *et al.* (1998), Mohebbi *et al.* (2013) e Silva (2005) optaram por usar algoritmos genéticos (AG).

No presente trabalho usam-se os AG, método que consiste em se evolucionar uma determinada população de indivíduos ao longo de gerações, cada indivíduo é definido como um vetor $\{x_i\}$ onde $i = 1, \dots, N_p$, sendo N_p o número de indivíduos na população e $G = 1, \dots, N_G$, sendo N_G o número de gerações. Cada indivíduo contém todas as informações necessárias sobre o problema, sendo por exemplo o indivíduo i da primeira geração definido como:

$\{x_{i,G=0}\} = [par_1, par_2, \dots, par_n]$, sendo esses parâmetros a posição, massa, rigidez e amortecimento do NDV e n o número de parâmetros a serem otimizados. A forma de medir a qualidade de um indivíduo consiste na avaliação do efeito que este NDV fornece à função de resposta em frequência (FRF) do sistema acoplado, ou seja, placa mais NDV, a função objetivo usada neste trabalho foi definida por Rade e Steffen (2000) e pode ser descrita como:

$$fun_obj = \sum_{j=1}^m P_m \cdot \max_{10} \log \left(\frac{abs(x_{10} - H(\omega_j))}{m} \right) \quad (8)$$

sendo m o número de modos a serem otimizados, P_m o peso assignado a tal modo e variando entre 0 e 1 sempre que $m > 1$, O domínio da frequência $H(\omega_m)$ é limitado como: $\omega_m = \omega_{natural} \pm b$, definindo-se $\omega_{natural}$ como a frequência natural

correspondente ao modo alvo onde deseja-se reduzir a energia vibratória e b a largura media da banda de supressão.

O princípio geral consiste em que os indivíduos melhor adaptados, ou seja, aqueles que fornecerem melhores valores da função objetivo, façam parte das seguintes gerações através de alguns mecanismos, a porcentagem de cruzamento (P_{cruz}) e de mutação (P_{mut}), o primeiro deles encarregado de transmitir ao longo das gerações, características semelhantes ou superiores dos indivíduos de gerações passadas e a mutação como mecanismo que garante a exploração de um maior espaço na região viável evitando-se o travamento em mínimos locais. No presente trabalho utilizou-se a seguinte configuração de AG para otimizar: $P_{cruz} = 0,6$ e $P_{mut} = 0,02$.

O método de acoplamento de subestruturas, melhor detalhado em Rade e Steffen (2000), é implementado com o uso do método dos elementos finitos (MEF) o qual consiste na junção e transmissão de carregamentos e deslocamentos translacionais e rotacionais entre a estrutura primaria (placa) e a estrutura auxiliar o NDV através do ponto de acoplamento, tal teoria também é estendida no caso de mais de um NDV ser acoplado à placa. Segundo Chen e Huang (2004), relações de massa $\mu > 15\%$ fornecem NDVs pesados e pouco econômicos, neste trabalho utilizou-se uma relação de massa $\mu \leq 5\%$.

4. RESULTADOS OBTIDOS

Utilizou-se uma banda de supressão fixa para todos os modos de vibrar definida como $\omega_m = \omega_{natural} \pm 100[Hz]$, os limites dos parâmetros a otimizar são definidos na Tab. (2) abaixo, sendo X_l e Y_l limitados pelo comprimento e largura da placa em metros respectivamente, m_l representa a massa do NDV sendo o limite superior 5% da massa da placa em quilogramas, k_l a rigidez do NDV limitada por valores (N/m) equivalentes à massa que permitissem atingir a frequência alvo e c_l o coeficiente de amortecimento (Ns/m) do NDV.

Tabela 2. Restrições dos parâmetros de otimização do NDV.

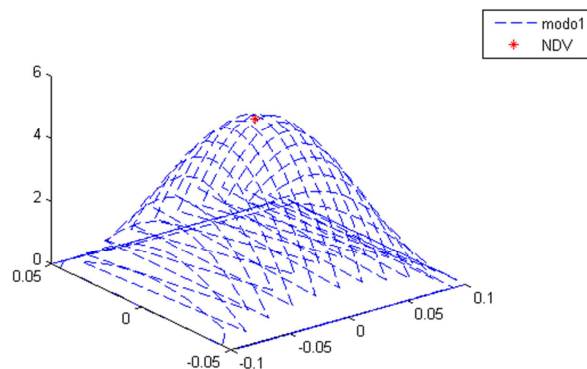
Parâmetro (descrição)	Limites laterais
X_1 , posição no eixo x	$-0,1 \leq X_1 \leq 0,1$
Y_1 , posição no eixo y	$-0,05 \leq Y_1 \leq 0,05$
m_1 , massa concentrada	$0 \leq m_1 \leq 0,0078$
k_1 , rigidez concentrada	$400 \leq k_1 \leq 1 \times 10^6$
c_1 , coeficiente de amortecimento	$0 \leq c_1 \leq 0,25$

4.1. Primeiro modo de vibrar usando 1 NDV

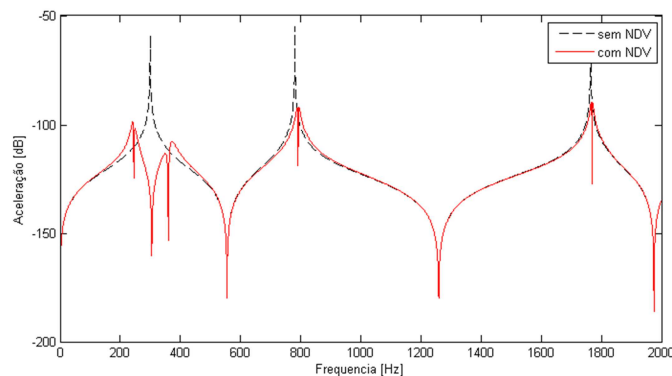
Apresenta-se na Tab. (3) os parâmetros ótimos obtidos ao acoplar 1 NDV à placa, precisaram-se de 80 indivíduos de população e 50 gerações para obtê-los.

Tabela 3. Parâmetros Ótimos do NDV-primeiro modo de vibrar.

Par.	Valor
X_1	-0,0040 m
Y_1	-0,0008 m
m_1	0,0063 kg
k_1	22903,9908 N/m
c_1	0,2483

**Figura 3. Localização ótima do NDV-primeiro modo atenuado.**

Ilustra-se também na Fig. (3) a localização ótima do NDV sintonizado na primeira frequência natural, resultando no ponto de máximo deslocamento para o modo em estudo. Já na Fig. (4), mostra-se a Função de Resposta em Frequência (FRF) do sistema acoplado usando os parâmetros ótimos apresentados na Tab. (3). Percebe-se a criação da antirressonância referente à primeira frequência natural, tal como era esperado e dentro da faixa de frequências ω_m descrita na Eq. (8) e predefinida como sendo $\pm 100[\text{Hz}]$ da frequência natural do modo alvo.

**Figura 4. Função de Resposta em Frequência-primeiro modo atenuado.**

Através de uma análise no domínio do tempo obteve-se a resposta do sistema quando excitado na frequência natural correspondente ao primeiro modo de vibrar, observa-se que o fenômeno de ressonância se faz presente no sistema submetido a vibração forçada fazendo as amplitudes de vibração aumentarem indefinidamente ao longo do tempo, tal como mostrado na Fig. (5). Permite-se observar que o deslocamento da placa é quase que totalmente absorvido quando o NDV sintonizado é acoplado.

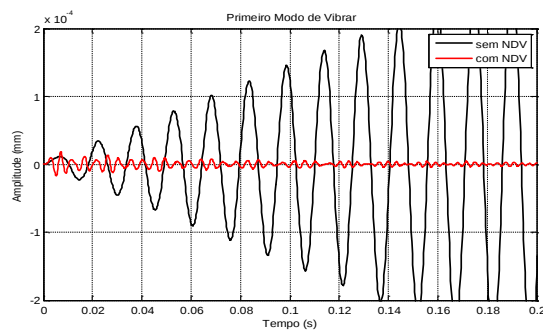


Figura 5. Evolução da Amplitude de Vibração no tempo-primeiro modo.

4.2. Segundo modo de vibrar usando 1 NDV

Apresenta-se na Tab. (4) os parâmetros ótimos obtidos ao acoplar 1 NDV à placa, 80 indivíduos de população e 50 gerações foram necessárias para obtê-los. Na figura 6 ilustra-se a localização ótima do NDV para o modo em questão, verifica-se segundo a Tab. (4) que está próxima da origem do sistema de coordenadas, ou seja, no centroide da placa.

Tabela 4. Parâmetros ótimos do NDV-segundo modo de vibrar.

Par.	Valor
X_1	-0,0026 m
Y_1	0,0031 m
m_1	0,0078 kg
k_1	235327,5074 N/m
c_1	0,2160

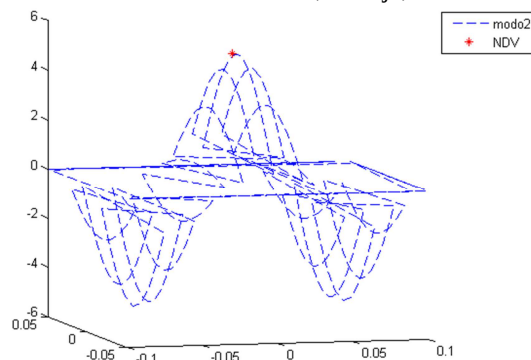


Figura 6. Localização ótima do NDV-segundo modo atenuado.

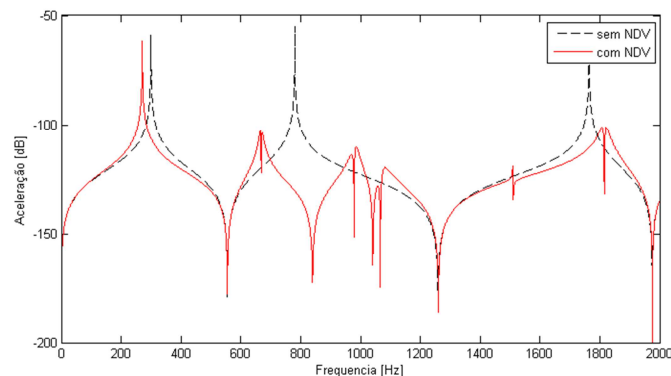


Figura 7. Função de Resposta em Frequência-segundo modo atenuado.

Na Figura 7 percebe-se que a segunda ressonância pertencente ao segundo modo de vibrar da placa apresenta amplitudes de vibração com tendência ao infinito, por outro lado com o acoplamento do NDV, verifica-se a redução da amplitude vibratória na banda de supressão predefinida.

4.3. Terceiro modo de vibrar usando 1 NDV

Para o terceiro modo de vibrar, a diferença dos dois primeiros modos, precisaram-se de 80 indivíduos e 80 gerações para conseguir determinar os parâmetros ótimos, estes são apresentados na Tab. (5). Igualmente, a Fig. (8) mostra a localização ótima do NDV na placa, mais uma vez o processo de otimização forneceu a posição do centroide como sento a ótima. A Fig. (9) ilustra a FRF do sistema acoplado, correspondente à terceira frequência natural considerada neste estudo,

se verifica que o conjunto de parâmetros ótimos do NDV garantem a atenuação da amplitude de vibração na faixa compreendida entre 1700 e 1900 Hz.

Tabela 5. Parâmetros ótimos do NDV-terceiro modo de vibrar.

Par.	Valor
X_1	0,001233 m
Y_1	0,001542 m
m_1	0,005482 kg
k_1	706435,854174 N/m
c_1	0,249385

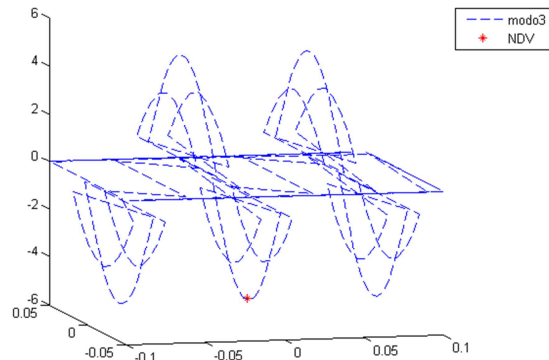


Figura 8. Localização ótima do NDV-terceiro modo atenuado.

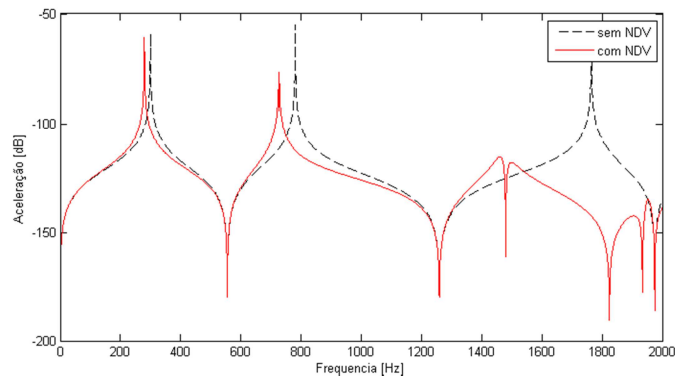


Figura 9. Função de Resposta em Frequência-terceiro modo atenuado

4.4. Primeiro e Segundo modo de vibrar usando 2 NDV

Procedeu-se à conexão de um novo NDV ao sistema primário, mantendo-se a relação de massa dos dois NDVs inferior a 5% da massa total da placa. Os parâmetros obtidos após o processo de otimização são apresentados na Tab. (6), foram precisas 50 gerações de 200 indivíduos cada. Pelos valores obtidos pode-se confirmar que o NDV1 foi sintonizado para atenuar as vibrações do primeiro modo e o NDV2 sintonizado na frequência natural do segundo modo.

Tabela 6. Parâmetros ótimos do NDV-primeiro e segundo modo de vibrar.

Par.	Valor
X_1	-0,000225 m
Y_1	0,002132 m
m_1	0,000793 kg
k_1	2761,794626 N/m
c_1	0,145305
X_2	0,066322 m
Y_2	-0,001951 m
m_2	0,001500 kg
k_2	34887,480280 N/m
c_2	0,241440

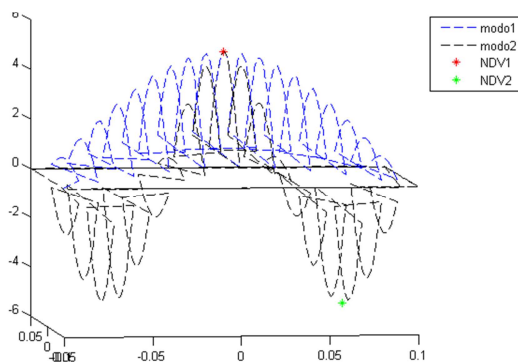


Figura 10. Localização ótima dos NDVs-primeiro e segundo modo atenuado.

A Figura 10 mostra a posição ótima dos NDVs na placa verificando-se que as mesmas coincidem com os pontos de máximo deslocamento da placa nos respectivos modos de vibrar, já a Fig. (11) ilustra a FRF da placa com e sem os NDVs

acoplados, verificando-se a supressão da energia vibratória nas bandas predefinidas, mostrando uma redução de 50 dB aproximadamente.

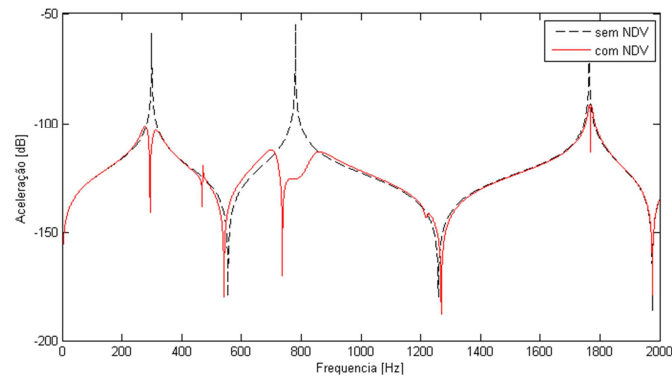


Figura 11. Função de Resposta em Frequência-primeiro e segundo modo atenuado.

4.5. Segundo e Terceiro modo de vibrar usando 2 NDV

Mantendo-se a relação de massas dos dois NDVs inferior ou igual ao 5% da massa total da placa. Os parâmetros obtidos após o processo de otimização são apresentados na Tab. (7), um total de 200 indivíduos precisaram evoluir durante 40 gerações para conseguir determinar estes parâmetros. Percebe-se que a frequência do NDV1 é aproximadamente 1760 Hz, valor muito próximo da frequência natural do terceiro modo, portanto, a metodologia de otimização embora utilize como função objetivo parâmetros obtidos no domínio da frequência, de maneira indireta o problema é solucionado aproximando as frequências naturais dos NDVs às frequências naturais da estrutura primaria, sendo este o princípio clássico de funcionamento dos NDVs.

Tabela 7. Parâmetros ótimos do NDV-segundo e terceiro modo de vibrar.

Par.	Valor
X_1	-0,001715 m
Y_1	0,002496 m
m_1	0,003802 kg
k_1	465041,475342 N/m
c_1	0,030326
X_2	0,001503 m
Y_2	-0,004618 m
m_2	0,003346 kg
k_2	76508,411563 N/m
c_2	0,142106

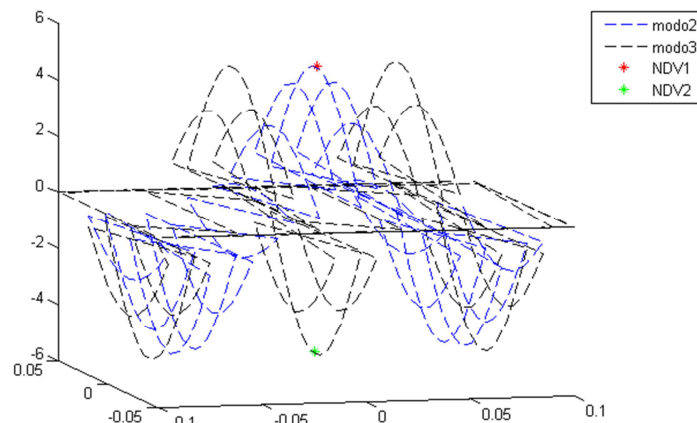


Figura 12. Localização ótima dos NDVs-segundo e terceiro modo atenuado.

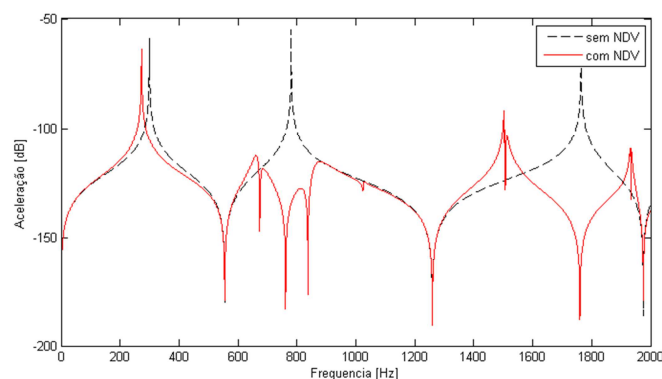


Figura 13. Função de Resposta em Frequência- segundo e terceiro modo atenuado.

A Figura 12 mostra a posição ótima dos NDVs na placa, como foi mencionado anteriormente cada NDV é sintonizado a uma frequência específica, neste caso, a localização de ambos coincidiu-se. Já a Fig. (13) ilustra a FRF da placa antes e após o acoplamento dos NDVs, verificando-se a supressão da energia vibratória nas bandas predefinidas em comparação das amplitudes de vibração da placa original.

5. CONCLUSÕES

Mesmo desde o estágio inicial do trabalho, o modelo numérico demonstrou ser válido e adequado à realidade do problema, oferecendo desvios quase nulos enquanto à determinação das frequências naturais analíticas. As simulações feitas com neutralizadores dinâmicos de vibrações com o objetivo de atenuar três modos de vibrar transversais de uma placa de material isotrópico mostraram a eficiência da metodologia de otimização proposta. Foi possível localizar sistemas de NDVs capazes de reduzir os níveis de vibração na faixa de interesse de maneira eficaz com relações de massa e rigidez adequadas para criar as antirressonâncias nas frequências naturais alvo. Os coeficientes de amortecimento ótimos além de eliminarem o risco de criação de picos de ressonância, conseguem reduzir as amplitudes de vibração na banda de supressão predefinida, em média a redução das amplitudes de vibração foi de 50 dB.

Cabe salientar que a configuração com 2 NDVs mostrou-se mais eficiente em comparação com 1 NDV, devido a que, com a mesma massa total, estes conseguem obter uma redução da amplitude vibratória que mesmo em termos de amplitude seja similar, a faixa de frequências que abrangem é maior.

A localização ótima dos NDVs como era previsto, ocorreu nos pontos de maior deslocamento da placa em cada um dos seus respectivos modos de vibrar tal como mostrado nas figuras 4, 7, 9 e 11. Da mesma forma a metodologia mostrou-se capaz de determinar simultaneamente tanto os parâmetros construtivos dos NDVs quanto as localizações ótimas para neutralizar a resposta vibratória em vários modos de vibrar simultaneamente, sendo a metodologia de localização ótima a principal contribuição deste trabalho.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG) pelo apoio financeiro recebido através da bolsa de estudos fornecidas aos pesquisadores.

7. REFERÊNCIAS

- Bavastri, C. A., 1997, “Redução de Vibrações de Banda Larga em Estruturas Complexas por Neutralizadores Viscoelásticos”, Dissertação de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.
- Borges, M., 2009, “Proposição, Avaliação Numérica e Experimental de um Absorvedor Dinâmico de Vibrações Multimodal”, Dissertação de mestrado, Universidade federal de Uberlândia, Brasil.
- Brock, J. E., 1946, “A note on the Damped Vibration Absorber”. Trans. A.S.M.E, A284.
- Chen, Y. H., Huang, Y. H., 2004, “Timoshenko Beam with Tuned Mass Dampers and its Design Curves. Journal of Sound and Vibration”, Vol.278, pp.873-888.
- Cunha Jr, S. S., Rade, D. A., 1999, “A Model Updating-Based Method for the Optimum Design of Beamlike Dynamic Vibration Absorbers”. 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering – COBEM 99, Águas de Lindóia, Brasil.
- Dayou, J., 2006, “Fixed-points theory for global vibration control using vibration neutralizer. Journal of Sound and Vibration”. Vol.292, pp.765-776.
- Dayou, J., Brennan, M. J., 2002, “Global Control of Structural Vibration Using Multiple-Tuned Tunable Vibration Neutralizers”. Journal of Sound and Vibration. Vol.258 (2), pp.345-357.
- Igusa, T., Xu, K., 1994, “Vibration Control Using Multiple Tuned Mass Dampers. Journal of Sound and Vibration”, Vol.175, No.4, pp.491-503.
- Mohebbi, M., Shakeri, K., Ghanbarpour, Y., Majzoub, H., 2012, “Designing Optimal Multiple Tuned Mass Dampers Using Genetic Algorithms (GAs) for Mitigating the Seismic Response of Structures”. Journal of Vibration and Control, Vol.19 (4), pp.605-625.
- Muhammad, N. S., Arfiadi, Y., 1998, “Optimum Design of Absorber for MDOF Structures”. Journal of Structural Engineering, Vol.124, pp.1272-1280.
- Ormondroyd, J., Hartog, J. P., 1928, “The Theory of Dynamic Vibration Absorber, ASME Journal of Applied Mechanics”, Vol.49, pp.A9-A22.

- Pouladkhan, A. R., Emadi, J., Safamehr, M., Habibolahiyani, H., 2011, "The vibration of Thin Plates by Using Modal Analysis". World Academy of Science, Engineering and Technology, Vol.59.
- Rade, D. A., Steffen, V., 2000, "Optimisation of Dynamic Vibration Absorbers Over a Frequency Band". Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.14, pp.679-690.
- Silva, C. T., 2005, "Projeto e Localização Ótimos de Sistemas de Neutralizadores Dinâmicos Viscoelásticos Usando Algoritmos Genéticos", Dissertação de Mestrado em Engenharia da Manufatura, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Brasil.
- Vianna, F. A., Kotinda, G. I., Rade, D. A., Steffen, V., 2008, "Tuning Dynamic Vibration Absorbers by Using Ant Colony Optimization". Computer and Structures, Vol.86, pp.1539-1549.
- Young, D., 1952, "Theory of Dynamic Vibration Absorbers for Beams". Proceedings of the First U.S National Congress of Applied Mechanics, pp.91-96.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

OPTIMAL PARAMETERS AND LOCATION OF DYNAMIC VIBRATION NEUTRALIZERS IN PLATES USING GENETIC ALGORITHM

Yohan Alí Díaz Méndez, yohan.g8@unifei.edu.br
Sebastião Simões da Cunha Jr, sebas@unifei.edu.br
Guilherme Ferreira Gomes, guilhermefergom@unifei.edu.br

Department of Mechanical Engineering, Federal University of Itajubá, BPS Avenue, 1303, pinheirinho, Itajubá, MG, Brasil.

Abstract: While in some applications, the vibrations are useful, such physical phenomenon usually cause problems in mechanical structures such as discomfort, service life reduction of mechanical components, wear and fatigue. The dynamic vibration absorbers are devices consisting of mass, stiffness and damping that once being coupled to the primary structure can attenuate the structural vibration levels, especially if they are tuned to the natural frequency of the primary structure. The Dynamic Vibration Neutralizers (DVNs) have been widely used in the passive control of structural vibrations proving to be effective in narrow frequency bands, except when are used more than one DNV simultaneously, which turns the device into a versatile system that when implemented, it can control wide frequency bands, a fact that increases its robustness. In the case of complex structures with high modal density, with the possibility of coupling between several modes, the location of the dynamic vibration absorbers is not obvious and the calculation of optimal parameters is not a simple task. In the present work, is proposed a computational methodology that allows the use of a finite element model of the primary structure and DVNs of one degree of freedom, for the purpose of optimize simultaneously its parameters and location in the primary structure using the an heuristic of global optimization, in order to reduce the vibration levels of a plate of isotropic material, first mode by mode, and after in various vibration modes simultaneously. It has been used a coupling substructures technique based on frequency response functions (FRF) and it was implemented an optimization objective function to minimize the system response at the vicinity of the natural frequencies of the primary structure. The results demonstrated the efficiency of the methodology used in obtaining simultaneous the optimal parameters and location of NDVs and the ability of these devices to reduce the vibration of an isotropic plate with predefined suppression bands in one and several natural frequencies simultaneously.

Keywords: Dynamic Vibration Neutralizers, Anti resonance, Genetic Algorithm, Optimal Location.

RESPONSIBILITY NOTICE

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.