

## DIAGNOSE DE FALHAS VIA OBSERVADORES DE ESTADO EM SISTEMAS COM ABSORVEDORES DINÂMICOS DE VIBRAÇÕES

**Fernando Vitoriano Fernandes**

UNESP – Campus de Ilha Solteira, DEM. Av. Brasil, 56, CEP: 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil  
[f\\_vfernandes@hotmail.com](mailto:f_vfernandes@hotmail.com)

**Gilberto Pechoto de Melo**

[gilberto@dem.feis.unesp.br](mailto:gilberto@dem.feis.unesp.br)

**Resumo:** Nos últimos anos os ADVs têm sido largamente utilizados na área da construção civil, além de seu aperfeiçoamento em máquinas e equipamentos mecânicos, de modo assegurar condições satisfatórias de operação, segurança e conforto. Com o desenvolvimento de equipamentos e sistemas utilizados nos setores descritos anteriormente, a área acadêmica viu-se pressionada a realizar pesquisas que entrem num contexto de projeto de sistemas de controle e monitoramento dessas novas estruturas. A contribuição deste trabalho busca a sintonia entre a utilização de Absorvedores dinâmicos de vibrações (ADV's), neste caso utilizando um do tipo lâmina vibrante, e a técnica de observadores de estado utilizada na diagnose de falhas. O objetivo principal consiste em sintonizar o ADVs para uma estrutura primária específica e em seguida realizar o monitoramento do sistema como um todo (estrutura primária e ADVs) via observadores de estado global e robusto, para detecção e localização de possíveis falhas, respectivamente. Com resultados preliminares foi possível projetar um ADVs utilizando-se conceitos clássicos e o método dos elementos finitos. Excitou-se a estrutura primária com uma força de caráter senoidal cuja frequência utilizada foi de 60 e 450 rad/s. O programa implementado calculou os parâmetros de massa, amortecimento e rigidez do absorvedor para que este aplicasse uma força de mesma intensidade, frequência, mas em direção oposta à força de excitação agindo na estrutura primária.

**Palavras-chave:** ADVs, observadores de estado, diagnose de falhas.

### 1. INTRODUÇÃO

O atual desenvolvimento da indústria e da construção civil mundial exige um processo produtivo cada vez mais eficaz. As inovações e o aperfeiçoamento de máquinas, equipamentos e sistemas de segurança almejam o funcionamento ideal, ou seja, que tais executem as funções atribuídas o mais rápido possível, e algumas vezes sem que haja qualquer tipo de paradas no funcionamento. A inserção da nanotecnologia vem proporcionando uma elevação no custo de produção desses mecanismos. Portanto, há um crescente interesse na detecção, localização e possível recuperação ou minimização de falhas e degradação. Muitas vezes esses defeitos são provocados devido à atuação de carregamentos dinâmicos, em tempo integral no caso de máquinas e equipamentos mecânicos e repentinos quando se refere à engenharia civil. Buscando garantir o perfeito funcionamento desses mecanismos sem que distúrbios em campo causem uma perda de desempenho ou até mesmo danos à saúde de pessoas que os manuseiam, nas últimas décadas iniciou-se o estudo e o aperfeiçoamento de técnicas de supervisão e monitoramento já existentes, com o intuito de sanar possíveis falhas na iminência de que elas ocorram ou então corrigi-las o mais rápido possível.

Quando se refere à supervisão e ao monitoramento não há como fugir de processos de controle, um campo da engenharia e da ciência crescente a cada dia. Essa técnica começou a ser desenvolvida

no século XVIII por James Watt, este construiu um controlador centrífugo o qual controlava uma máquina a vapor. Em seguida outros estudiosos importantes ajudaram no desenvolvimento desta teoria como Hazen, Nyquist, Minorsky, dentre outros. Com o desenvolvimento de sistemas modernos com várias entradas e saídas a teoria de controle clássica, a qual funciona apenas para uma única entrada e uma única saída, ficou ultrapassada. A complexidade dos novos sistemas a serem controlados exige uma manipulação de um grande número de equações diferenciais. Somente a partir da década de 60, com o desenvolvimento de computadores digitais e a corrida espacial e armamentista ocasionada pela Guerra Fria a prática do controle moderno começou a ser desenvolvida, esta baseada nas técnicas de análise e síntese através de variáveis de estado. Esta teoria foi desenvolvida com o objetivo de tratar a complexidade crescente dos sistemas modernos e atender às rigorosas exigências quanto a peso, exatidão e custos de projetos relativos às aplicações militares, espaciais e industriais, (Ogata, 1998).

Este trabalho busca desenvolver uma técnica de identificação, localização e minimização de falhas de um sistema primário (estrutura principal) acoplada a um ADVLV (estrutura secundária). Primeiramente, num processo iterativo, as propriedades estruturais do ADVLV (estrutura secundária) são calculadas e este, por sua vez, gera uma força de intensidade igual à força de excitação, porém em oposição de fase a esta, minimizando as vibrações numa banda de frequência desejável, na maioria das vezes busca-se as frequências onde as oscilações são as maiores. Este fenômeno é conhecido como anti-ressonância. Em seguida, utiliza-se um conjunto de observadores de estado, os quais podem reconstruir os estados não medidos ou os valores provenientes de pontos de difícil acesso no sistema como um todo (estrutura primária acoplada ao absorvedor dinâmico de vibração tipo lâmina vibrante) com a capacidade de atenuar vibrações desta estrutura monitorada em uma banda de frequência. Técnicas de identificação de parâmetros utilizando funções ortogonais são necessárias para que os parâmetros do sistema sejam calculados e estes sirvam como dados de entrada no uso da técnica de observadores de estado. Além disso, quando não se conhece as forças de excitação na estrutura primária, faz-se o uso de técnicas de identificação, as quais também são entradas para os observadores de estado, podendo finalmente realizar o diagnóstico do dano da estrutura a ser acompanhada, (Moraes, 2006).

## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

### **2.1. Identificação de Parâmetros**

Melo, em sua dissertação de mestrado (1992), já havia desenvolvido a metodologia de identificação da força de excitação de sistemas mecânicos discretos com vários graus de liberdade operando no domínio do tempo utilizando as funções ortogonais de Fourier. Tal metodologia fundamenta-se na expansão da entrada (força de excitação) e da resposta do sistema em séries de Fourier e na transformação das equações diferenciais do movimento em equações algébricas através do uso de uma matriz operacional de integração. Seguindo a mesma metodologia desenvolvida por Melo e Pacheco (1999), utiliza em sua tese de doutorado, outras funções ortogonais inclusive com base polinomial, como é o caso das funções de Legendre e Chebyshev.

### **2.2. Observadores de Estado**

Referindo-se a metodologia de observadores de estado o primeiro trabalho que deu resultados satisfatórios foi publicado por Luenberg em 1964 no qual se pode observar que através dessa base teórica é possível a reconstrução do vetor de estado de um sistema linear, sendo que este (o vetor reconstruído) pode ser incorporado ao controle do sistema. O mesmo publicou em 1971 um trabalho no qual era possível, utilizando uma metodologia, realizar a reconstrução de estados por meio de observadores de estado, nesta fazia-se o uso de observadores do tipo identidade e de ordem reduzida, além de suas propriedades de estabilidade. Na prática a metodologia desenvolvida por Luenberg pôde ser utilizada na reconstrução de estados que por alguma eventual causa não podem

ser medidos. Com os dados de entrada e de saída em mãos é possível realizar o monitoramento de danos no sistema, utilizando para isso um mínimo de sensores para o acompanhamento do processo de falha. Até os dias atuais a maioria, senão todas as metodologias desenvolvidas utilizando observadores de estado são voltadas no emprego de resoluções de problemas de controle e detecção de possíveis falhas em sensores e instrumentos (Morais, 2006). Melo (1998), em sua tese de doutorado, utilizou a técnica de observadores de estado para desenvolver uma metodologia de detecção, localização e monitoramento de falhas em sistemas mecânicos discretos. Para a detecção da falha escolhem-se os parâmetros do sistema que podem vir a falhar e projeta-se um observador global, o qual analisa o sistema por um todo. Com o intuito de após a detecção poder localizar em qual parâmetro a irregularidade ocorre e quantificá-lo projetando-se para cada um dos parâmetros sujeitos a falha um observador robusto.

Morais (2006) em sua tese de mestrado desenvolveu uma metodologia de identificação de entradas não conhecidas utilizando o observador do tipo Proporcional e Integral apresentado por Valer (1999), autor de outros projetos, como por exemplo, o de sistemas de controle utilizando observadores de robustos. Para a localização e quantificação das falhas Morales utilizou o observador do tipo filtro de Kalman, no qual o ganho é dado pelo ganho ótimo encontrado pela equação algébrica de Riccati (Valer, 1999). Uma das virtudes do filtro de Kalman é a consideração dos ruídos presentes no sistema. Lemos (2004), em sua dissertação de mestrado apresentou conceitos básicos de sistemas de controle.

### **2.3. Absorvedores Dinâmicos de Vibração (ADV)**

Partindo-se do princípio de funcionamento dos ADVs, o qual baseia-se na geração de uma força de intensidade igual à força de excitação, porém em oposição de fase a esta, deve-se escolher os parâmetros estruturais do ADV para que este excite a estrutura primária com uma força de mesma intensidade e sentido contrário à excitação externa específica proveniente de outro meio agindo sobre a estrutura, proporcionando o aparecimento de um fenômeno conhecido como anti-ressonância. Ocorrendo tal fato pode-se dizer que o ADV está sintonizado.

Kotinda (2005), em sua dissertação de mestrado, abordou a possível perda de eficiência do absorvedor caso haja uma variação na frequência de excitação, ou até mesmo nos parâmetros da estrutura primária e/ou secundária através de sua degradação com o uso. Três estratégias foram analisadas.

Den Hartog (1956), e Ren (2001) apresentaram um estudo o qual utiliza a otimização dos parâmetros do ADV de modo a obter amplitudes de vibração mínimas em uma banda de frequência a mais larga possível. Ambos utilizam um sistema de dois graus de liberdade, ou seja, uma estrutura primária excitada por forças externas sujeita a elevados níveis de vibração, acoplada a um ADV. A diferença entre os estudos realizados é o ponto de ancoragem do amortecedor do ADV, enquanto Den Hartog ancorou o amortecedor de seu ADV na estrutura primária, Ren ancorou-o no solo. Cunha (1999), em sua dissertação de mestrado, também apresentou alguns métodos para a otimização dos parâmetros dos ADVs. Rade e Steffen (2000), publicaram um trabalho onde para obter os parâmetros ótimos de vários ADVs acoplados a uma estrutura com vários g.d.l através de técnicas de acoplamento modal, utilizaram métodos clássicos de otimização. Tais técnicas fazem o uso dos chamados ADVs passivos.

Uma segunda estratégia abordada por Kotinda (2005), e amplamente estudada por outros pesquisadores foi a utilização de ADVs semi-ativos ou adaptativos (ADVA), os quais podem ser capazes de alterar seus parâmetros, especialmente os de rigidez e de amortecimento.

A terceira técnica estudada por Kotinda (2005) foi a utilização dos chamados absorvedores dinâmicos de vibração ativos, os quais aplicam uma força na estrutura através de atuadores.

## **3. METODOLOGIA**

### **3.1. Observadores de estado**

Muitos sistemas de controle são baseados na suposição de que todo o vetor de estado está disponível para medição direta, mas na prática, nem todas as variáveis de estado estão disponíveis diretamente, necessitando assim estimar as variáveis não medidas (Melo e Lemos, 2004). Os observadores de estado podem reconstruir esses estados não conhecidos (Meirovitch, 1990).

### 3.1.1. Conceito de Observador de Estado

Um observador de estado para um sistema dinâmico com estado  $\{x(t)\}$ , saída  $\{y(t)\}$  e entrada  $\{u(t)\}$  é um sistema dinâmico auxiliar, ou melhor, uma cópia do sistema original que possui a mesma entrada deste sistema e que tem a capacidade de estimar os estados desconhecidos do sistema a partir de estados conhecidos (Fig. 5.3).

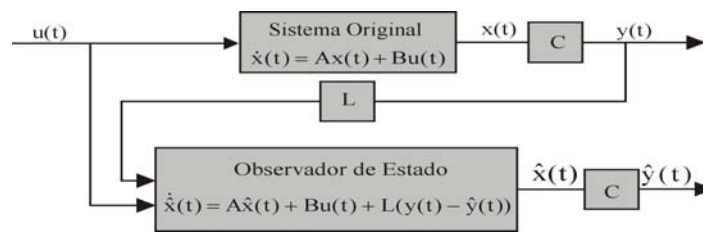


Figura 1. Definição do Observador de Estado.

A construção deste observador de estado é possível somente se o sistema dinâmico for observável, isto é, se no instante  $t_0$ , com o sistema num estado inicial  $x(t_0)$  qualquer, for possível determinar este estado a partir da observação da saída durante um intervalo de tempo finito. O sistema é completamente observável se toda transição de estado afeta finalmente cada um dos elementos do vetor saída (Ogata, 1998).

### 3.1.2. Observadores de Estado Global e Robusto

Na metodologia desenvolvida são utilizados o observador de estado global e o observador de estado robusto, os quais são responsáveis pela detecção e localização da falha, respectivamente.

A análise teórica de cálculo, tanto para o observador global quanto para o observador robusto dedicado a um parâmetro sujeito à falha, é a mesma. A diferença básica ocorre na montagem da matriz dinâmica do sistema. O observador global nada mais é do que uma cópia do sistema original, e analisa todo o sistema detectando possíveis falhas no mesmo (Moraes, 2006). Os observadores de estado robustos conseguem detectar a falha caso esta ocorra no parâmetro para o qual ele foi projetado. Na verdade deve-se montar um banco de observadores robustos, cada um em relação a um parâmetro a ser monitorado, para se tornar possível um bom diagnóstico e localização do problema.

Se o sistema estiver funcionando adequadamente, sem indícios de falhas, o observador de estado global responde exatamente como o sistema real. O observador de estado global é um conjunto de equações diferenciais ordinárias.

Primeiramente, deve-se calcular a matriz dinâmica do sistema que contém as características do mesmo, ou seja, a matriz de massa, rigidez e amortecimento, na forma:

$$[A] = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -([M]^{-1}[K]) & -([M]^{-1}[C]) \end{bmatrix} \quad (1)$$

A matriz dinâmica  $[A]$  é utilizada para o cálculo do observador global. No caso de se montar o observador robusto a um determinado parâmetro, exclui-se percentuais do parâmetro sujeito à falha

da matriz dinâmica. Em seguida escolhe-se a matriz de medidas. Tal matriz indica o parâmetro que vai ser medido para a reconstrução dos demais. Estabelecida a matriz de medidas, verifica-se se o sistema é observável com as medidas estipuladas, se isto não ocorrer, as medidas devem ser tomadas em outro(s) pontos, e desta forma tem-se uma nova matriz de medidas.

Finalmente calculam-se os autovalores da matriz dinâmica, estes autovalores deverão estar à esquerda do plano  $s$ , para que se possa garantir estabilidade e rápida convergência. Para isso utiliza-se de técnicas como Alocação de pólos e Controle Ótimo com Função de Custo Quadrática. Contudo, faz-se o cálculo da matriz  $[L]$  do observador de estado.

### 3.2. Absorvedores Dinâmicos de Vibração (ADVLV).

A metodologia apresentada a seguir corresponde ao princípio de funcionamento do tipo mais simples de Absorvedor Dinâmico de vibrações. No trabalho em questão, trabalha-se com Absorvedor Dinâmico tipo lâmina vibrante.

Seja um sistema vibratório de dois graus de liberdade sem amortecimento composto por uma estrutura primária ( $m_1, k_1$ ) e por uma estrutura secundária, o próprio ADV ( $m_2, k_2$ ).

Admite-se que a estrutura primária seja excitada por uma força harmônica de amplitude  $F_0$  e frequência de excitação  $\Omega$ , de valor fixo, que não coincide necessariamente com a frequência natural desta estrutura, expressa segundo:

$$F(t) = F_0 \cdot e^{i\Omega t} \quad (2)$$

Para sintonizar o ADV devem-se escolher os parâmetros ( $m_2, k_2$ ) de modo a anular a força de excitação  $F(t)$ . Montar-se-á que, ao escolher a frequência natural do ADV,  $\omega_2 = \sqrt{k_2 / m_2}$ , igual à frequência  $\Omega$  da força, a resposta harmônica da massa primária  $m_1$  terá amplitude nula para esta frequência de excitação. Para demonstrar esta afirmação, escrevem-se as equações do movimento do sistema acoplado:

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

A vibração forçada desse sistema será da forma:

$$\begin{aligned} x_1(t) &= X_1 \cdot e^{i\Omega t} \\ x_2(t) &= X_2 \cdot e^{i\Omega t} \end{aligned} \quad (4)$$

Assim, fazendo as devidas diferenciações e substituindo as equações anteriores, as equações diferenciais transformam-se nas seguintes equações algébricas:

$$\begin{aligned} X_1 \cdot (-m_1 \Omega^2 + k_1 + k_2) - k_2 \cdot X_2 &= F_0 \\ -k_2 \cdot X_1 + X_2 \cdot (-m_2 \Omega^2 + k_2) &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Introduzindo a notação,

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \mapsto \text{frequência natural da estrutura primária, considerada isoladamente;}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \mapsto \text{frequência natural da estrutura secundária, considerada isoladamente;}$$

a seguinte expressão adimensional para a amplitude  $X_I$  da estrutura primária pode ser obtida: a partir da Equação (5):

$$\frac{X_I}{F_0 \cdot k_1^{-1}} = \frac{\left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_2}\right)^2\right]}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\Omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (6)$$

Como pode se observar na Equação (6), amplitude da estrutura primária é nula quando o numerador  $\left[1 - (\Omega/\omega_2)^2\right]$  é igual a zero, o que ocorre quando a frequência  $\Omega$  da força de excitação é a mesma que a frequência natural do absorvedor,  $\omega_2$ . Isto comprova a afirmação feita anteriormente a respeito do funcionamento dos ADVs de um grau de liberdade não amortecidos.

Se  $X_I = 0$  e  $\Omega = \omega_2$ , tem-se que a amplitude de vibração da massa  $m_2$  é dada por:

$$X_2 = -\frac{F_0}{k_2} \quad (7)$$

Nesta situação, a força exercida pela estrutura secundária sobre a estrutura primária é dada por:

$$F_0 = -k_2 \cdot X_2 \quad (8)$$

Desta forma, uma força igual e oposta à força de excitação é exercida sobre a estrutura primária pela estrutura secundária, tendo como consequência o equilíbrio do sistema.

#### 4. RESULTADOS SIMULADOS

Até a presente etapa da pesquisa realizou-se apenas a implementação e simulação de um ADV acoplado a um sistema de 1gdl. Primeiramente discretizou-se uma viga pelo método de elementos finitos utilizando, a princípio, elementos de viga, cujas matrizes de massa e rigidez utilizadas referentes a um elemento são apresentadas pela Equação 9. Podem-se observar os graus de liberdade presentes em um elemento de viga através da Figura 2.

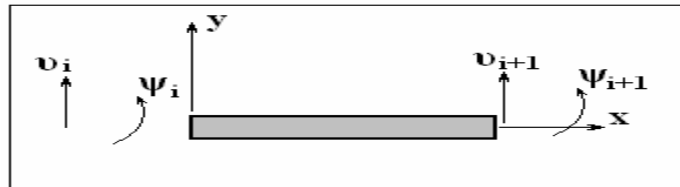


Figura 2. Graus de liberdade de um elemento de viga.

Modelou-se o ADVLV (modelado como uma viga) com 2 elementos, ou seja, contendo 3 nós com 2 gdl cada. Portanto o ADV utilizado contém 6 gdl. Em seguida plotou-se cada um dos modos de vibrar da estrutura secundária desenvolvida, considerando os gdl referentes ao primeiro nó restrito.

$$m = \frac{\rho \cdot S \cdot L}{2} \cdot \begin{bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L \\ 22L & 4L^2 & 13L & -3L^2 \\ 54 & 13L & 156 & -22L \\ -13L & -3L^2 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad k = \frac{EI}{L^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Na qual:

$\rho$  = densidade do material ;  $E$  = módulo de elasticidade ;  $I$  = momento de inércia;  
 $S$  = área da secção transversal ;  $L$  = comprimento do elemento.

Em função de a pesquisa estar em sua fase inicial, foi utilizado uma estrutura primária contendo apenas 1gdl, sendo seus parâmetros estruturais iguais a:  $M_{EP} = 5 \text{ kg}$   $K_{EP} = 1000 \frac{N}{m}$ . Considerou-se tanto para a estrutura primária quanto para a secundária um amortecimento proporcional dado pela Equação 10, onde  $\alpha$  e  $\beta$  utilizado são 1 e 1E-7, respectivamente. O sistema como um todo pode ser representado pelo esquema da Figura 3.

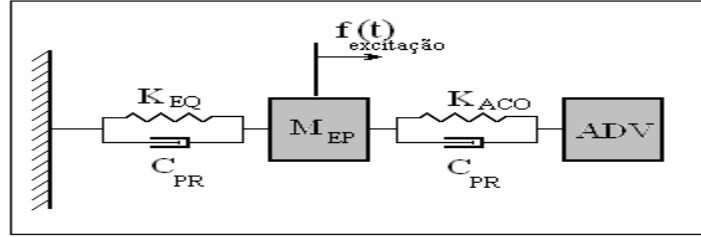


Figura 3. Esquema da estrutura primária acoplada ao ADV.

Onde:

$f(t)_{\text{excitação}}$  - a força de excitação aplicada à estrutura primária;

$K_{EQ}$  - a rigidez equivalente, referente à fixação da estrutura primária;

$C_{PR}$  - o amortecimento proporcional dado pela Eq. XX;

$M_{EP}$  - a massa da estrutura primária;

$K_{ACO}$  - a rigidez equivalente do acoplamento entre a estrutura primária e o ADVs;

ADV – Absorvedor Dinâmico de Vibrações.

$$[C] = \alpha.[M] + \beta.[K] \quad (10)$$

A estrutura como um todo apresenta uma modelagem matemática de acordo com a Equação 11.

$$\begin{bmatrix} M_{\text{Estrutura primária}} & [M_{ADV}]_{6 \times 6} \end{bmatrix}_{7 \times 7} \begin{bmatrix} \ddot{y}_{EP} \\ \ddot{y}_{1ADV} \\ \ddot{\theta}_{1ADV} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \ddot{y}_{3ADV} \\ \ddot{\theta}_{3ADV} \end{bmatrix}_{7 \times 1} + [C]_{7 \times 7} \begin{bmatrix} \dot{y}_{EP} \\ \dot{y}_{1ADV} \\ \dot{\theta}_{1ADV} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{y}_{3ADV} \\ \dot{\theta}_{3ADV} \end{bmatrix}_{7 \times 1} + \begin{bmatrix} K_{\text{Estrutura primária}} + K_{\text{Acoplamento}} & -K_{\text{Acoplamento}} & \cdot & \cdot & \cdot \\ -K_{\text{Acoplamento}} & [K_{ADV}]_{6 \times 6} & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \end{bmatrix}_{7 \times 7} \begin{bmatrix} y_{EP} \\ y_{1ADV} \\ \theta_{1ADV} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ y_{3ADV} \\ \theta_{3ADV} \end{bmatrix}_{7 \times 1} = \begin{bmatrix} f_1(t) \\ 0 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_{7 \times 1} \quad (11)$$

Após estimar as matrizes de massa, amortecimento e rigidez do sistema r-se a simulação para obtenção de suas resposta utilizando Runge-Kutta de 4° ordem, neste caso para um sistema forçado, ou seja, o gdl referente à estrutura primária foi submetido a uma força de excitação  $f(t)_{excitação} = 5 * sen(\omega * t)$ . Em seguida utilizando a técnica de identificação de parâmetros, onde as entradas utilizadas foram os deslocamentos. Os parâmetros modais e estruturais foram recalculados. Pode-se notar que os sinais de resposta obtidos através da simulação são utilizados como entradas para a técnica de identificação de parâmetros.

Partiu-se do conceito dado pela metodologia de absorvedores dinâmicos de vibrações, onde em um ADV um de seus múltiplos gdl deve vibrar com uma frequência natural de mesmo valor que a frequência de excitação da força agindo sobre a estrutura primária. Portanto, implementou-se um sistema onde a matriz de massa de cada um dos elementos do ADV pode ser modificado, como ilustrado pela Figura 4, até que a condição para que a amplitude de deslocamento do sistema primário fique próximo de zero, podendo afirmar portanto que o ADV esta sintonizado. O valor do Rms (*Root Mean Square*) do sinal de resposta foi utilizado como critério de parada no programa implementado.

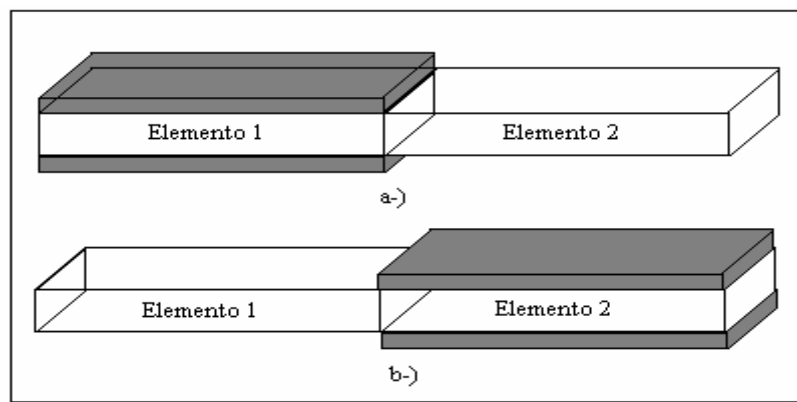


Figura 4. a-) Elemento de massa adicional no 1° elemento do ADV; b-) Elemento de massa adicional no 2° elemento do ADV.

#### 4.1. 1° Caso – Frequência angular de excitação igual à 60 rad/s.

Aplicando uma força harmônica senoidal dada pela Equação 12, o ADV foi sintonizado de acordo com o esquema da Figura 4 b. Pode-se observar também que o ADV vibrou de acordo com seu terceiro modo de vibrar.

$$f(t)_{excitação} = 5 * sen(60 * t) \quad (12)$$

A Figura 5 a apresenta o sinal da respectiva força de excitação e do deslocamento da estrutura primária.

#### 4.2. 2° Caso – Frequência angular de excitação igual à 450 rad/s.

Aplicando uma força harmônica senoidal dada pela Equação 13, o ADV foi sintonizado de acordo com o esquema da Figura 4 a. Pode-se observar também que o ADV vibrou de acordo com seu sexto modo de vibrar.

$$f(t)_{excitação} = 5 * sen(450 * t) \quad (12)$$

A Figura 5 b apresenta o sinal da respectiva força de excitação e do deslocamento da estrutura primária.

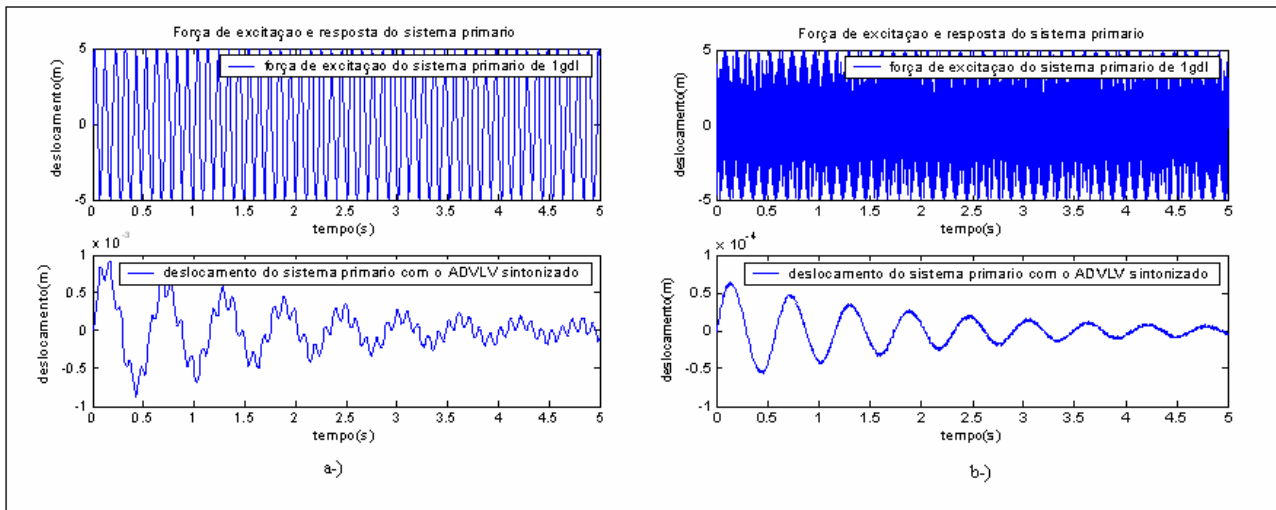


Figura 5. Sinal da força agindo sobre a estrutura primária e do deslocamento do mesmo.

a-)  $\omega_{excitação} = 60 \text{ rad/s}$  ; b-)  $\omega_{excitação} = 450 \text{ rad/s}$  .

## 5. DISCUSSÕES E CONCLUSÕES

Partindo-se dos primeiros resultados obtidos, dados pelas Figuras 5 e 6, pôde-se observar resultados satisfatórios quando à atenuação da vibração da estrutura primária de 1gdl. Além disso, observou-se também que realizando discretização por elementos finitos utilizando elementos de viga na obtenção dos parâmetros estruturais e modais do ADV, esta conduziu-nos a resultados coerentes.

Deve-se destacar que devido à pesquisa estar em sua fase inicial de implementação de rotinas e respectivas obtenções de resultados, não há simulações referentes ao desenvolvimento de ADVs com mais graus de liberdade para a atenuação de sistemas primários de múltiplos gdl. Na seqüência da pesquisa além de desenvolver o sistema descrito anteriormente será realizada a implementação de um observador de estados para detectar, localizar e atenuar possíveis falhas no sistema geral (sistema primário acoplado ao um ADV) com ADVs ótimo para uma ampla faixa de frequências de excitação.

Todas as rotinas computacionais estão sendo desenvolvidas utilizando o software MATLAB 6.5.

## 6. REFERÊNCIAS

- Cunha Jr., S. S., 1999, “Estudo Teórico e Numérico de Absorvedores Dinâmicos de Vibrações”, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, M.G.
- Den Hartog, J.P., 1956, “Mechanical Vibrations”, 4<sup>th</sup> edition. McGraw-Hill, New York.
- Frahm, H., 1911, “Device for Damping Vibrations of Bodies”, US Patent 989, 958.
- Kotinda, G.I., 2005, “Absorvedor Dinâmico de Vibração Tipo Lâmina Vibrante”, Dissertação de Mestrado, UFU, Uberlândia, M.G.
- Lemos, G.F., 2004, “Detecção de Falhas Via Observadores De Estado em Sistemas Rotativos, Considerando-se suas fundações”, Dissertação de Mestrado.
- Luenberger, D. G., “An Introduction to Observers”, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol AC16, n°6, pp. 596-602, 1971.
- Melo, G. P., “Detecção e Localização de Falhas via Observadores de Estado de Ordem Reduzida, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica”, Universidade Estadual de Campinas, 125p. Tese (Doutorado) 1998.
- Melo, G.P., and Lemos, G.F., “Fault Diagnosis in Rotation System Using well Conditioned State Observer”, IMAC XXII-A Conference on Structural Dynamics, Dearborn, Michigan’s USA, 2004.

- Morais, T.S., 2006, “Diagnóstico de Falhas Via Observadores de Estado com Excitações Desconhecidas, Identificadas Via Funções Ortogonais”, Dissertação de Mestrado, UNESP, Ilha Solteira, S.P.
- Rade, D.A., and Steffen Jr., V., 2000, “Optimisation of Dynamic Vibration Absorbers Over a Frequency Band”, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 14, nº5, pp. 679-690.
- Ren, M.Z., 2001, “A Variant Design of the Dynamic Vibration Absorber”, Journal of Sound and Vibration, vol.245, nº 4, pp. 762-770.
- Ogata, K., 1998, “Engenharia de Controle Moderno”, 3ª Edition, Ed. ABPDEA, traduzido por Severo, B.
- Valer, C., E., I., “Uma introdução ao controle Robusto Com Aplicações a estruturas flexíveis. Faculdade de Engenharia Mecânica, Pontificia Universidade Católica, Rio de Janeiro”. 179p., Tese de Mestrado 1999.

## DIAGNOSIS OF FAULT USING STATE OBSERVERS IN SYSTEMS WITH DYNAMIC VIBRATIONS ABSORBERS

**Fernando Vitoriano Fernandes**

UNESP-Campus Ilha Solteira. DEM. 56, Ilha Solteira,SP, Zip Cod: 15385000.

[f\\_vfernandes@hotmail.com](mailto:f_vfernandes@hotmail.com)

**Gilberto Pechoto de Melo**

[gilberto@dem.feis.unesp.br](mailto:gilberto@dem.feis.unesp.br)

**Abstract:** *In the last years the DVAs has been wide used in the area of the civil construction, beyond its perfectioning in machines and mechanical equipment, in way to assure satisfactory conditions of operation, security and comfort. With the development of equipment and systems used in the described sectors previously, the academic area was seen pressured to carry through research that enters in a context of project of systems of control and attendance of these new structures. The contribution of this work searches the tuning enters the use of Dynamic Vibrations Absorbers (DVAs), in this in case that using one of the type vibrant blade, and the technique of observers of state used in diagnose of imperfections. Intention consists of syntonizing the DVAs for a specific primary structure and after that to carry through the attendance of the system as a whole (primary structure and DVAs) saw observers of global and robust state, for detection and localization of possible imperfections, respectively. With preliminary results it was possible to project a DVAs through the use of the method of finite elements. It was gotten excited primary structure with a force of sine character whose used frequencies was of 60 and 450 rad/s. The implemented program calculated the parameters of mass, damping and stiffness of the absorber so that this applied a force of same intensity, frequency, but in opposing direction to the excitement force acting in the primary structure.*

**Keywords:** *DVAs, fault detection, state Observers.*