

## Um Estudo Sobre a Utilização de Análise Modal Operacional com Excitação Transiente

CON10-0303

**Ricardo Victória de Holanda, rvh@cefetgo.br<sup>1</sup>**  
**Marcus Antônio Viana Duarte, mvduarte@mecanica.ufu.br<sup>2</sup>**  
**José Luiz de Oliveira Pena, jlop@cefetgo.br<sup>3</sup>**  
**Eider Lúcio de Oliveira, elo@ifgo.edu.br<sup>4</sup>**

<sup>1,3,4</sup> Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Goiás, Rua 75, nº 46, Centro - Goiânia, GO.

<sup>2</sup> Universidade Federal de Uberlândia - Faculdade de Engenharia Mecânica, Av. João Naves de Ávila, 2121 - Campus Santa Mônica, Bloco 1M, Uberlândia – MG.

**Resumo:** A Análise Modal Operacional AMO é um método utilizado para obter os parâmetros modais de uma estrutura utilizando apenas os sinais de resposta, quando excitada por carregamento dinâmico estacionário do tipo ruído branco. Apesar de versátil, o tipo da excitação é a maior restrição para a utilização da técnica. O objetivo deste trabalho foi o de verificar se é possível ampliar a gama de aplicação do método através da utilização de excitação transiente, a qual é facilmente obtida na prática. A metodologia utilizada consistiu na utilização de um modelo de elementos finitos de uma placa para extração dos parâmetros modais. Com estes dados e uma análise modal operacional de placa real verificou-se a sensibilidade da metodologia proposta visando estudar o efeito que: o histórico temporal da excitação transiente, o ruído na entrada (componente harmônico), o estimador de correlação e a posição dos acelerômetros de referência, têm sobre a qualidade dos resultados.

**Palavras-chave:** Análise Modal Operacional, Excitação Transiente, Parâmetros Modais.

### 1. INTRODUÇÃO

A análise modal tem sido amplamente utilizada para solucionar problemas nas diversas áreas da engenharia, com destaque para mecânica e civil, onde sua aplicação visa solucionar, principalmente, questões relacionadas à vibração excessiva em máquinas e carregamentos dinâmicos em estruturas civis. Essas questões iniciam-se na fase de projeto onde, com estudo preliminar dos parâmetros modais: frequências naturais, amortecimentos e autovetores, procura-se otimizar no equipamento e/ou na estrutura as solicitações de trabalho. Após a construção e a colocação em uso, os parâmetros identificados são utilizados para o monitoramento da saúde estrutural, visto que alterações em seus valores podem indicar a possibilidade de ter ocorrido falhas.

A técnica clássica para identificação dos parâmetros modais AME (Análise Modal Experimental) utiliza a medição, com o auxílio de acelerômetros, dos sinais de excitação (realizada artificialmente) e resposta da estrutura em estudo. Posteriormente, a estimação dos parâmetros é feita com o uso de algoritmos desenvolvidos, os quais permitem que se utilizem técnicas no domínio da frequência ou do tempo. No entanto, segundo (Lingmi, 2005) a AME, em função de suas características de aplicação, possui algumas limitações:

1. Em grandes estruturas, devido à elevada massa, torna-se difícil e, às vezes, impraticável a excitação por meios artificiais. Seria necessário um valor elevado de energia que fosse capaz de excitar os modos de vibrar de interesse no estudo;
2. Ao se realizar o ensaio em laboratório (ambiente controlado), podem ocorrer sensíveis divergências em relação aos resultados obtidos da avaliação feita em campo;
3. Muitas vezes os componentes são testados isoladamente em laboratório, sem que estejam montados nos equipamentos a que se destinam.

Para suprir essas deficiências, na década de 90, George H. James e Thomas G. Carne, trabalhando na *Sandia National Laboratories of American*, desenvolveram a Técnica de Excitação Natural (NExt), também denominada de Método de Análise Modal Operacional (AMO), que tem a característica principal de utilizar como excitação o carregamento em uso da estrutura, obtendo-se apenas os sinais de resposta para extração dos parâmetros modais. Ao se realizar a extração dos parâmetros modais, nestas condições, eliminam-se as desvantagens apresentadas pelo método AME, descritas anteriormente.

Segundo Lauffer e Carne (1993) a teoria que justifica o NExt exige que um sistema multimodal, excitado por entradas aleatórias, produza funções de autocorrelação e correlação cruzadas que são soma de decaimentos senoidais. Esses decaimentos senoidais devem possuir as mesmas frequências naturais amortecidas e taxas de amortecimento dos modos do sistema em análise. Conseqüentemente, as funções de autocorrelação e correlação cruzada possuem a mesma forma da função resposta ao impulso e, deste modo, podem ser usadas em algoritmos de análise modal. Contudo, para se fazer uso desta nova técnica, a maioria dos trabalhos considera que a excitação é um sinal aleatório do tipo ruído branco gaussiano.

A excitação ser um sinal aleatório do tipo ruído branco, não é, a princípio, um empecilho ao uso da metodologia, visto que a maioria das estruturas em condições operacionais possui esse tipo de excitação. Contudo, de acordo com Chen e Li (2004) nem sempre ocorrem, como o sinal de terremotos, ventos fortes ou forças de impacto.

Dentre as técnicas no domínio do tempo mais robustas para extração dos parâmetros modais utilizando a metodologia da AMO, encontram-se duas técnicas de Identificação Estocástica do Subespaço: a SSI-COV (Covariance-Driven SSI) e a SSI-DATA (Data-Driven SSI). Na técnica SSI-COV é realizado o cálculo das covariâncias entre os sinais de saída e na SSI-DATA o tratamento dos dados é feito através da projeção do espaço das saídas futuras sobre o espaço das saídas passadas. O SSI-DATA possui uma maior precisão numérica, visto que os dados são utilizados diretamente após a aquisição, sem o pré-processamento dos dados ao contrário do SSI-COV.

O presente trabalho busca comprovar que é possível extrair os parâmetros modais de uma estrutura utilizando apenas os sinais de saída, quando a excitação é do tipo impulsiva. Essa situação é muito útil, principalmente em ambientes de laboratórios, quando se considera a facilidade de se obter uma força impulsiva em contrapartida a um carregamento que simule um sinal tipo ruído branco, o qual necessita de equipamentos caros para ser gerado, como um *shaker*.

## 2. ASPECTOS TEÓRICOS

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 impulso, eles podem ser identificados. A teoria de AMO abordada a seguir foi desenvolvida por Lauffer e Carne (1993).

Seja a equação do movimento dada pela Eq. (1).

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (1)$$

Onde  $[M]$  é a matriz de massa,  $[C]$  é a matriz de amortecimento,  $[K]$  é a matriz de rigidez,  $\{f\}$  é o vetor de força e  $\{x\}$  é o vetor de deslocamento.

Uma transformação modal é indicada pela Eq. (2).

$$\{x(t)\} = \sum_{r=1}^N \{\phi^r\} q^r(t) \quad (2)$$

Onde  $[\phi]$  é a matriz modal,  $\{q\}$  é o vetor de coordenadas modais e  $\{\phi\}^r$  é a r-ésima forma modal. Aplicando a Eq. (2) em (1) obtém-se a Eq. (3) que caracteriza o movimento em coordenadas modais.

$$\ddot{q}^r(t) + 2\zeta^r \omega_n^r \dot{q}^r(t) + \omega_n^{r2} q^r(t) = \frac{1}{m^r} \{\phi^r\}^T \tau \quad (3)$$

Onde  $\omega_n^r$  é a r-ésima frequência modal,  $\zeta^r$  é a r-ésima taxa de amortecimento modal e  $m^r$  é a r-ésima massa modal.

Considerando uma força  $\{f\}$  qualquer e condições iniciais nulas, a solução da Eq. (3) é obtida através da convolução ou integral de Duhamel, dada por:

$$q^r(t) = \int_{-\infty}^t \{\phi^r\}^T \{f(\tau)\} g^r(t - \tau) d\tau \quad (4)$$

Onde  $g^r(t)$  é dada por  $\frac{1}{m^r \omega_d^r} \exp(-\zeta^r \omega_n^r t) \text{sen}(\omega_d^r t)$  e  $\omega_d^r$  é igual a  $\omega_n^r (1 - \zeta^{r2})^{1/2}$  e trata-se da frequência modal amortecida. Utilizando a Eq. (4) e (2), obtém-se a solução para  $\{x(t)\}$ , mostrada na Eq. (5).

$$\{x(t)\} = \sum_{r=1}^n \{\phi^r\} \int_{-\infty}^t \{\phi^r\}^T \{f(\tau)\} g^r(t - \tau) d\tau \quad (5)$$

Onde  $n$  é o número de modos. A Eq. (5) pode ser desenvolvida para uma única saída,  $x_{ik}(t)$ , devido a uma única força,  $f_k(t)$  aplicada em um ponto  $k$ . Isso é mostrado na Eq. (6).

$$x_{ik}(t) = \sum_{r=1}^n \{\phi_i^r \phi_k^r\} \int_{-\infty}^t f_k(\tau) g^r(t - \tau) d\tau \quad (6)$$

Onde  $\phi_i^r$  é a i-ésima componente da forma modal r. A função resposta ao impulso, com entrada em k e saída em i, é obtida quando  $f(\tau)$  na Eq. (6) é uma função delta Dirac em  $\tau$  igual a zero. A Eq. (7) foi obtida resolvendo a integral apresentada na equação anterior.

$$x_{ik}(t) = \sum_{r=1}^n \frac{\phi_i^r \phi_k^r}{m^r \omega_d^r} \exp(-\zeta^r \omega_n^r t) \text{sen}(\omega_d^r t) \quad (7)$$

Segundo Lauffer e Carne (1993), o próximo passo no desenvolvimento teórico é a obtenção da função correlação cruzada entre duas respostas ( $x_{ik}$  e  $x_{ij}$ ), devido a uma entrada do tipo ruído branco. No entanto, neste ponto, foi utilizada a excitação impulsiva, aplicada em um ponto específico k e efetuado o cálculo da função correlação cruzada resultando em:

$$R_{ijk}(T) = E[x_{ik}(t+T)x_{jk}(t)] \quad (8)$$

Substituindo a Eq. (7) em (8), fica comprovado que a função de correlação é um somatório do decaimento senoidal, como é a característica da função resposta ao impulso do sistema original. Portanto, podem ser utilizadas técnicas clássicas de extração de parâmetros modais no domínio do tempo, como a LSCE, para caracterização de estruturas cuja excitação seja um sinal impulsivo. Em termos de modos complexos da estrutura, a função correlação pode ser escrita por:

$$R_{ij}(kT) = \sum_{r=1}^{2n} \psi_{ir} C_{jr} e^{\lambda_r T} \quad (9)$$

Onde  $\psi_{ri}$  é o i-ésimo componente da r-ésima forma modal,  $C_{rj}$  é a constante que associa o j-ésimo sinal de resposta, que é o sinal de referência com o r-ésimo modo e  $\lambda_r$  é o r-ésimo autovalor complexo.

Como a função correlação cruzada representa a função resposta ao impulso do sistema original, segundo Min, Fan e Huaihai (2005) pode-se escrever a FRI como se segue:

$$h_{ij}(kT) = \sum_{r=1}^{2n} \psi_{ir} F_{jr} e^{\lambda_r T} \quad (10)$$

Onde:  $F_{rj}$  é o fator de participação modal.

### 3. DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

#### 3.1. Metodologia

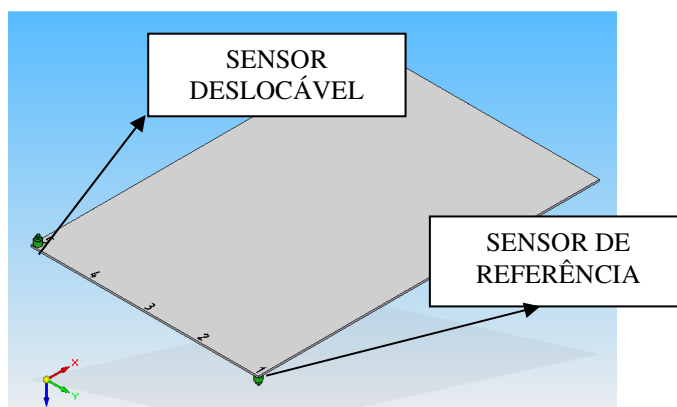
Com objetivo de se verificar a viabilidade da proposta de se utilizar excitação transiente em substituição à excitação do tipo ruído branco para análise modal operacional em estruturas, primeiro foi realizada simulações utilizando um *software* de elementos finitos e posteriormente ensaios experimentais.

#### 3.2. Simulação Computacional

“Utilizando-se um software de elementos finitos, realizou-se análise modal de uma placa de aço de 400 x 600 mm por 1/8” de espessura para extrair as dez primeiras frequências naturais. Com as frequências naturais, foi possível obter a banda de frequência de interesse para realizar os ajustes da parte experimental e também utilizá-las como referência para avaliação dos valores extraídos nos ensaios com o uso da técnica AMO. Os modos de vibrar forneceram a indicação de posicionamento dos acelerômetros, de tal forma que sua posição não coincida com um nó.

#### 3.3. Ensaios experimentais

Com intuito de validar os resultados gerados computacionalmente, foi realizada a montagem experimental conforme apresentado na Fig.(1).



**Figura 1. Placa de aço de 600 x 400 (mm) x 1/8", com um acelerômetro de referência e outro deslocável.**

Foram realizados os seguintes procedimentos:

1. Foram utilizados um martelo com ponta de PVC, uma placa de dois canais e dois acelerômetros. Um acelerômetro foi mantido fixo (sensor de referência) na posição 1 e o segundo foi deslocado conforme seqüência indicada pela Fig. (1), realizando-se um total de 5 ensaios. O impacto foi aplicado sobre a posição 1, sendo extraídas dez médias de cada ensaio. A freqüência de amostragem utilizada foi de 1024 Hz e adquiridos 1600 pontos. As funções de correlação foram calculadas em relação à resposta do acelerômetro de referência. Os sinais obtidos foram utilizados em conjunto com a técnica LSCE (Least Square Complex Exponential), sendo extraídas as dez primeiras freqüências naturais e os respectivos amortecimentos modais;
2. Com um martelo instrumentado com ponta de PVC, uma placa de dois canais e dois acelerômetros foi realizada uma análise modal experimental tradicional, com configuração semelhante a análise modal operacional descrita anteriormente. O acelerômetro foi deslocado conforme seqüência indicada pela Fig. (1) realizando-se um total de 5 ensaios. O impacto foi aplicado sobre a posição 1, sendo extraídas dez médias de cada ensaio. A freqüência de amostragem utilizada foi de 1024 Hz e adquiridos 1600 pontos. Os sinais obtidos através do estimador  $H_1$  e foram utilizados em conjunto com a técnica LSCE, sendo extraídas as dez primeiras freqüências naturais e os respectivos amortecimentos modais;
3. Na próxima etapa utilizou-se a excitação do tipo ruído branco, uma placa de dois canais e dois acelerômetros. A excitação foi aplicada sobre a lateral da placa, sendo gerado um sinal a cada 16 segundos e extraídas sessenta médias de cada ensaio, com freqüência de amostragem de 1024 Hz, sendo adquiridas 16384 pontos. Um acelerômetro foi mantido fixo (sensor de referência) na posição 1 e o segundo foi deslocado conforme seqüência indicada na Fig. (1), realizando-se um total de 5 ensaios. As funções de correlação foram calculadas em relação à resposta do acelerômetro de referência;
4. Foi realizada uma montagem semelhante ao experimento descrito no item 1, onde para excitação, utilizou-se, o sinal impulsivo contaminado por um componente harmônico, acrescentado como ruído de entrada, com freqüência fundamental de 83,79 Hz, sendo aplicado no centro da placa. Identificou-se o pico da componente harmônica no gráfico de densidade espectral de potência através do algoritmo LSCE e através da função densidade probabilidade;
5. Finalmente, uma montagem semelhante ao experimento do item 1 foi realizada, onde deslocou-se o acelerômetro de referência da posição 1 para posição 3, com objetivo de verificar a sensibilidade do método quanto a posição do acelerômetro de referência, sendo mantida as demais condições. As funções correlação cruzada foram utilizadas para extrair as dez primeiras freqüências naturais e amortecimentos modais que foram comparados com os valores obtidos quando o acelerômetro de referência se encontrava na posição 1.

## 4. RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

### 4.1. Parâmetros modais do modelo simulado

As freqüências naturais e modos de vibrar obtidas ao se realizar a análise modal em um modelo simulado no *software* de elementos finitos encontram-se na Tab. (1) e Fig. (2), respectivamente. As freqüências naturais foram utilizadas como parâmetros para avaliação dos valores obtidos com a análise modal operacional e os modos de vibrar indicaram que o posicionamento dos acelerômetros de "1" a "5" apresentados na Fig. (1), forneceria todos os modos de interesse durante a realização dos experimentos.

Tabela 1. Frequências naturais – Análise Modal.

Frequências Naturais (Hz)									
1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	4 <sup>a</sup>	5 <sup>a</sup>	6 <sup>a</sup>	7 <sup>a</sup>	8 <sup>a</sup>	9 <sup>a</sup>	10 <sup>a</sup>
44,33	47,17	102,09	109,69	127,22	147,12	188,91	217,37	263,67	297,12

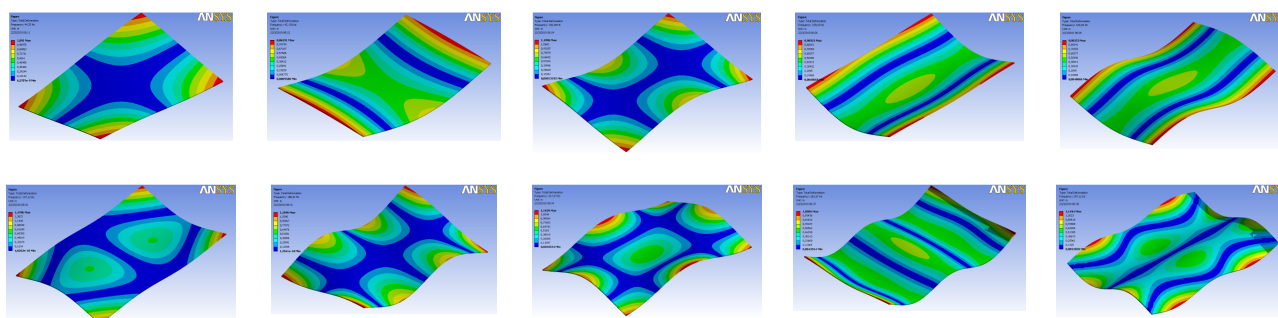


Figura 2. Placa de aço de 600 x 400 (mm) x 1/8" e seus dez primeiros modos de vibrar.

#### 4.2. Parâmetros modais do modelo ensaiado

Aplicando um sinal impulsivo, gerado por força de impacto de um martelo com ponta de PVC, sobre a posição 1, de acordo com indicação da Fig. (1), foram obtidos os sinais no domínio do tempo com os quais calculou-se as funções correlação cruzada no domínio da frequência através da FFT, considerando o sensor de referência na posição 1. Os gráficos da Fig. (3) mostram as FRFs do sistema estudado. Nesse gráfico observa-se um pico relativo a uma frequência natural em torno de 275 Hz. Essa frequência não foi identificada na análise modal, realizada com software de elementos finitos, provavelmente devido às diferenças na geometria entre a peça real e a simulada. Por esse motivo essa frequência não será considerada para efeito de comparação entre os métodos de análise modal.

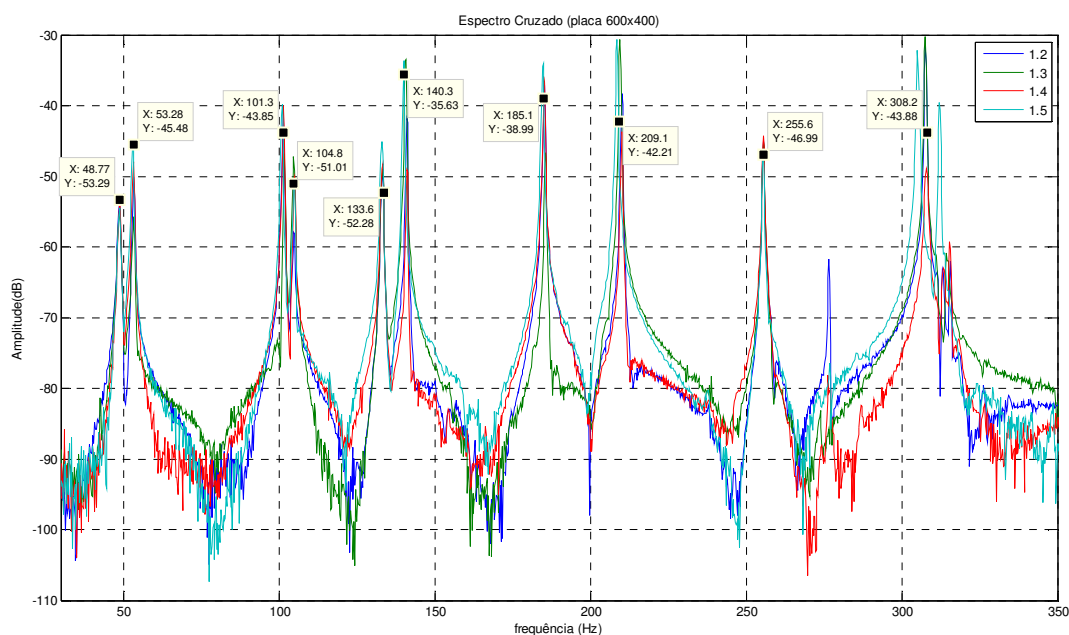


Figura 3. Densidade Espectral de Potência das FRIs com entrada impulsiva.

Retornando os sinais obtidos com as FRFs para o domínio do tempo e aplicando esses sinais junto ao algoritmo LSCE, extraíram-se as dez primeiras frequências naturais da placa ensaiada. A Tab. (2) mostra o resultado da comparação desses valores aos valores obtidos na análise modal do modelo simulado via Método de Elementos Finitos (MEF). Em termos percentuais, os valores variaram de 0,66% a 9,60%. As variações se justificam devido às imperfeições da geometria da placa real diante da geometria simulada no MEF, além do fato da placa real não possuir realmente características isotrópicas.

**Tabela 2. Frequências naturais para as simulação em MEF. x AMO – Sinal de Entrada Impulsivo.**

Frequências Naturais (Hz)										
Modos	1 <sup>a</sup>	2 <sup>a</sup>	3 <sup>a</sup>	4 <sup>a</sup>	5 <sup>a</sup>	6 <sup>a</sup>	7 <sup>a</sup>	8 <sup>a</sup>	9 <sup>a</sup>	10 <sup>a</sup>
Simulação E.F.	44,33	47,17	102,09	109,69	127,22	147,12	188,91	217,37	263,67	297,12
AMO	48,75	52,99	101,42	104,75	132,98	140,71	185,10	209,69	255,65	304,93
Diferenças(%)	9,09	8,90	0,66	4,71	9,60	4,55	2,05	3,66	3,13	9,74

A análise modal experimental tradicional foi realizada para obtenção das frequências naturais e amortecimentos modais utilizando o estimador  $H_1$ , cujos valores foram comparados com os obtidos na análise modal operacional com excitação impulsiva, Tab. (3). Em termos percentuais, os valores variaram de 0,00% a 0,60%. Pode-se afirmar, portanto, que não existem diferenças significativas entre os resultados obtidos por cada um dos métodos.

**Tabela 3. Excitação Impulsiva e Análise Operacional x Análise Experimental.**

Modo	Excitação Transiente		AME		Diferença percentual
	Freq. Nat. (Hz)	Amort. Mod. (%)	Freq. Nat. (Hz)	Amort. Mod. (%)	Freq. Nat. (%)
1 <sup>o</sup>	48,75	0,1533	48,46	0,5487	0,60
2 <sup>o</sup>	52,99	0,5608	52,83	0,1188	0,30
3 <sup>o</sup>	101,42	0,0175	101,43	0,0613	0,00
4 <sup>o</sup>	104,75	0,0011	104,64	0,1344	0,10
5 <sup>o</sup>	132,98	0,0034	133,41	0,0225	0,32
6 <sup>o</sup>	140,71	0,0068	140,89	0,0112	0,13
7 <sup>o</sup>	185,10	0,0020	185,46	0,0108	0,19
8 <sup>o</sup>	209,69	0,0112	210,12	0,0160	0,20
9 <sup>o</sup>	255,65	0,0142	256,24	0,0198	0,23
10 <sup>o</sup>	304,93	0,0012	303,48	1,8178	0,05

Uma nova análise modal operacional foi realizada, tendo como excitação um sinal tipo ruído branco (AMO tradicional). Com o algoritmo LSCE foram extraídas as dez primeiras frequências naturais e amortecimentos modais a partir das funções correlação, cujos valores foram comparados com os obtidos na análise modal operacional com excitação impulsiva. Os resultados são mostrados na Tab. (4). Em termos percentuais, os valores das frequências naturais variaram de 0,02% a 1,37%. Essa pequena variação comprova a eficácia da variação proposta no método com utilização de excitação transiente.

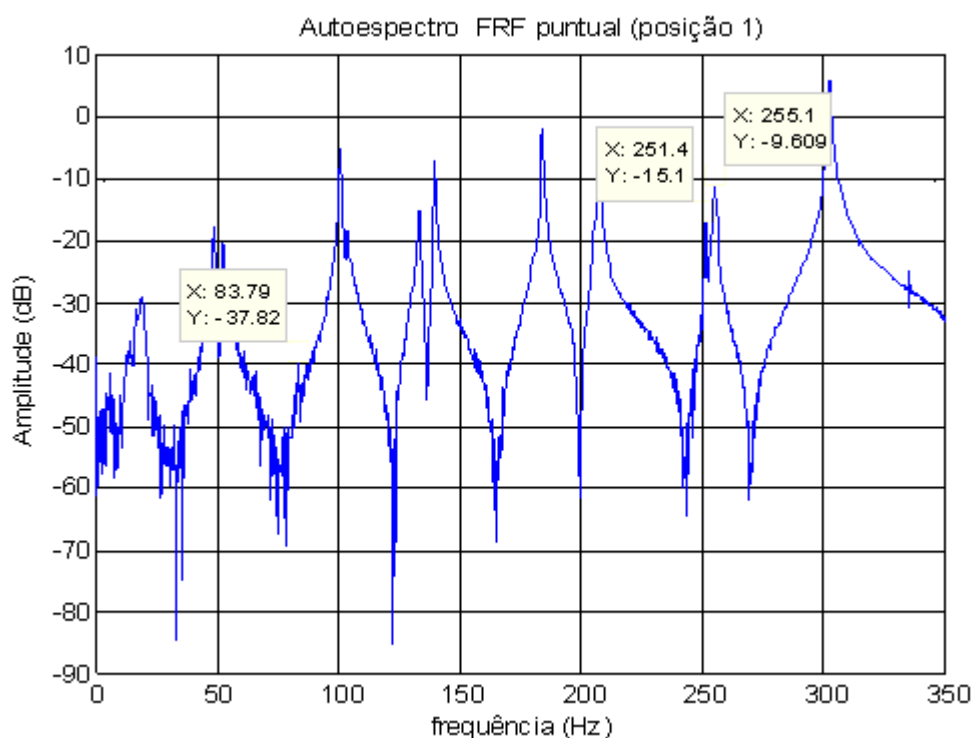
**Tabela 4. AMO – Excitação Transiente x Excitação Ruído Branco.**

Modo	Excitação transiente		Excitação ruído branco		Diferença percentual
	Freq. Nat. (Hz)	Amort. Mod. (%)	Freq. Nat. (Hz)	Amort. Mod. (%)	Freq. Nat. (%)
1 <sup>o</sup>	48,75	0,1533	48,77	1,1145	0,04
2 <sup>o</sup>	52,99	0,5608	53,52	2,0913	0,99
3 <sup>o</sup>	101,42	0,0175	101,40	0,0893	0,02
4 <sup>o</sup>	104,75	0,0011	103,33	0,2645	1,37
5 <sup>o</sup>	132,98	0,0034	133,18	0,1801	0,15
6 <sup>o</sup>	140,71	0,0068	141,03	0,1213	0,23
7 <sup>o</sup>	185,10	0,0020	185,67	0,2613	0,31
8 <sup>o</sup>	209,69	0,0112	209,76	0,0661	0,03
9 <sup>o</sup>	255,65	0,0142	255,80	0,0703	0,05
10 <sup>o</sup>	304,93	0,0012	303,28	0,0959	0,37

#### 4.3. Estudo de sensibilidade do método

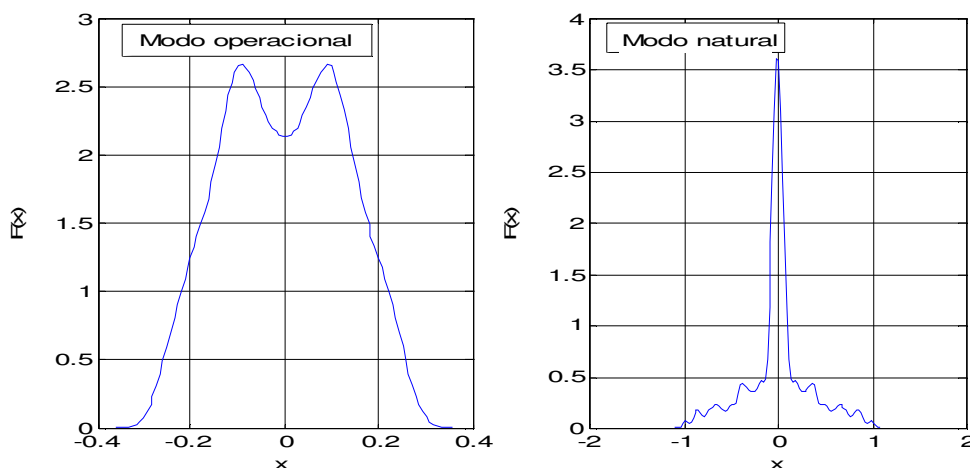
Com objetivo de verificar a sensibilidade do método quanto à contaminação do sinal com componentes harmônicos e posicionamento do acelerômetro de referência, dois novos experimentos foram realizados:

1. Foi introduzido um componente harmônico com frequência fundamental de 83,79 Hz junto com excitação transiente gerado pelo martelo com ponta de PVC e nova AMO foi realizada. Verifica-se na Fig. (4) a magnitude da FRF puntual, onde se destacam a frequência fundamental do sinal harmônico, seu terceiro múltiplo, 251,4 Hz e a frequência natural de 255,1 Hz. Esta região foi escolhida por apresentar uma grande proximidade entre as frequências dos modos operacional e natural.



**Figura 4. Autoespectro de Potência da FRF puntual com Ruído Harmônico.**

Segundo Cruz, 2006, pode-se identificar a presença de um modo operacional (sinal harmônico introduzido) com a utilização da função densidade probabilidade (FDP), a qual caracteriza o sinal harmônico introduzido com dois ou mais picos no gráfico, conforme figura 5(a), ou seja, seu valor máximo não coincide com o valor da função obtida para sua média. Já para os harmônicos associados às frequências naturais do sistema, denominados naturais, a FDP apresenta um pico único localizado no valor da média da função, conforme figura 5(b).



**Figura 5. (a) Função Densidade de Probabilidade para o Modo Operacional.  
(b) Função Densidade de Probabilidade para o Modo Natural.**

Outra técnica utilizada para se verificar a presença do modo operacional foi realizada através do uso do algoritmo LSCE para extração das frequências naturais e amortecimentos modais obteve-se o valor de 251,2260 Hz para frequência do sinal harmônico e de 0,0007063 para o amortecimento. Esse valor deveria ser zero, visto que não se trata de uma frequência natural da estrutura. Este erro ocorre devido aos arredondamentos nos cálculos do algoritmo LSCE.

2. Para verificar a sensibilidade do método quanto ao posicionamento do acelerômetro de referência, um experimento final foi realizado, deslocando o acelerômetro de referência da posição 1 para a posição 3 (vide Fig. (3)). Com o algoritmo LSCE foram extraídas as dez primeiras frequências naturais e amortecimentos

modais a partir das funções correlação, cujos valores foram comparados com os obtidos na análise modal operacional com excitação transiente e acelerômetro na posição 1. Esses resultados são apresentados na Tab. (5). Em termos percentuais, os valores das frequências naturais variaram de 0,02% a 1,89%. Como os valores são pequenos, pode-se afirmar que o método é eficaz mesmo quando se altera a posição do acelerômetro de referência.

**Tabela 5. AMO – Excitação Transiente com Mudança de Posição do Acelerômetro de Referência.**

Modo	Referência Posição 1		Referência Posição 3		Diferença percentual
	Freq. Nat. (Hz)	Amort. Mod. (%)	Freq. Nat. (Hz)	Amort. Mod. (%)	Freq. Nat. (%)
1°	48,75	0.1533	49,69	0,1763	1,89
2°	52,99	0.5608	53,46	2,4097	0,87
3°	101,42	0.0175	101,84	0,5614	0,41
4°	104,75	0.0011	104,15	0,0586	0,58
5°	132,98	0.0034	133,08	0,0067	0,08
6°	140,71	0.0068	140,52	0,0399	0,13
7°	185,10	0.0020	185,35	0,0368	0,13
8°	209,69	0.0112	209,33	0,0026	0,17
9°	255,65	0.0142	255,59	0,2230	0,02
10°	304,93	0.0012	306,23	0,8846	0,42

## 5. CONCLUSÕES

As funções de correlação cruzada entre os sinais de resposta são um somatório dos decaimentos senoidais com amortecimento e frequências naturais iguais ao amortecimento e frequências naturais dos modos estruturais, podendo ser obtidas a partir de excitação impulsiva. Portanto pode-se utilizar esse tipo de excitação em substituição a excitação do tipo ruído branco para extração dos parâmetros modais. Uma excelente aplicação da variação do método AMO com excitação transiente é a possibilidade de seu uso em ambientes de laboratório onde é mais fácil e barato de se produzir o sinal impulsivo em comparação com a geração de um sinal tipo ruído branco.

Verificou-se que ao introduzir componentes harmônicos em uma estrutura, podem-se extrair os parâmetros modais e identificar os sinais harmônicos inseridos através de uma AMO com excitação por sinal impulsivo. Os valores podem ser obtidos através da avaliação do comportamento da FDP, bem como com uso de técnicas de extração dos parâmetros modais no domínio do tempo, pois como os componentes harmônicos são modos virtuais, o valor de seu amortecimento tende a zero.

A alteração da posição do sensor de referência na AMO com excitação transiente não altera significativamente os valores de frequência natural e amortecimento modal da estrutura em análise. Portanto, pode-se afirmar que a alteração no método AMO com a substituição do sinal de excitação tipo ruído branco para excitação com um sinal impulso gera resultados coerentes com outras técnicas tradicionais.

## 6. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer:

A CAPES e a FAPEMIG pelo suporte financeiro a essa pesquisa.

## 7. REFERÊNCIAS

- Lingmi, Z., Rune, B. , Palle, A. “An Overview of Operational Modal Analysis: Major Development and Issues”, [http://www.svibs.com/solutions/literature/2005\\_10.pdf](http://www.svibs.com/solutions/literature/2005_10.pdf) -acessado em 11/11/2009.
- George H. James III, Thomas G. Carne, James P. Lauffer, “The Natural Excitation Technique (Next) for Modal Parameter Extraction From Operating Wind Turbines”, Sandia Report, printed February 1993.
- J, Chen, J. Li, “Simultaneous identification of structural parameters and input time history from output-only measurements”, Computational Mechanical ,365-374, 2004.
- Cruz, Sérgio Luiz Matos da. “Estudo de Técnicas de Analise Modal Operacional em Sistemas Sujeitos a Excitação Aleatória com a Presença de Componentes Harmônicos”, Universidade Federal do Pará, PPEM 2006.
- Zheng Min, Shen Fan, Chen Huaihai, “Operational Modal Analysis Schemes Using Correlation Technique”, Acta Mechanica Solida Sinica Vol. 18, N° 1, Mar, 2005.



## 8. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

### **A Study on the Use of Operational Modal Analysis of Excitation Transient**

**CON10-0303**

**Abstract:** *The AMO Operational Modal Analysis is a method used to obtain the modal parameters of a structure using only the response signals when excited by dynamic loading of the stationary white noise. Although versatile, the kind of excitation is a major constraint to the use of the technique. The objective of this study was to verify if it is possible to extend the range of the method by using transient excitation, which is easily obtained in practice. The methodology used was to use a finite element model of a plate for extracting modal parameters. With these data and an operational modal analysis of real plate verified the sensitivity of the proposed methodology to study the effect that: the historical evolution of transient excitation, the noise at the input (harmonic component), the correlation estimator Accelerometers and position of reference have on the quality of results.*

**Keywords:** *Operational Modal Analysis, Transient excitation, modal parameters.*