

COMPARAÇÃO ENTRE MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MEF) E ANÁLISE MODAL DE UMA ESTRUTURA VEICULAR

Jean Carlos Campos Rezende

Universidade Federal de Uberlândia (UFU) – Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC)
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Bloco 1M - Uberlândia/MG
jcrezende@mecanica.ufu.br

José Antônio Ferreira Borges

Universidade Federal de Uberlândia (UFU) – Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC)
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Bloco 1M - Uberlândia/MG
zeborges@mecanica.ufu.br

Rômulo Rossi Pinto Filho

Universidade Federal de Uberlândia (UFU) – Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC)
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Bloco 1M - Uberlândia/MG
rrossi@mecanica.ufu.br

Marcus de Freitas Leal

Universidade Federal de Uberlândia (UFU) – Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC)
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Bloco 1M - Uberlândia/MG
mfleal@mecanica.ufu.br

Resumo: A finalidade dos ensaios de vibração para análise modal de qualquer estrutura é identificar os parâmetros modais e as formas de vibrar das mesmas. Para uma estrutura veicular é importante identificar as freqüências e os seus respectivos modos de vibrar, principalmente o modo de torção, uma vez que este influencia o comportamento dinâmico do veículo. Neste trabalho primeiramente foi construído um modelo tridimensional em elementos finitos para um chassis veicular utilizando o software comercial ANSYS®. O modelo foi elaborado a partir da geometria de um chassis tipo escada de um veículo comercial. Da análise modal realizada para este modelo foram extraídos os 12 primeiros modos num faixa de freqüência entre 0 e 200 Hz. A fim de checar a confiabilidade dos resultados extraídos do modelo computacional foi realizado um ensaio experimental com a estrutura real. Para a realização do teste, foram utilizados 6 acelerômetros, um martelo inercial, 7 condicionadores de sinal, uma placa de aquisição de dados e um computador portátil. Os acelerômetros foram montados em posições estratégicas do chassis, de forma a tornar possível a identificação dos modos de vibrar da estrutura. O sistema foi excitado nos locais de fixação de cada acelerômetro, sendo obtidas 30 respostas para cada posição para tentar minimizar a influência do ruído nos resultados. Os dados obtidos experimentalmente foram tratados no domínio do tempo usando o método 'Eigensystem Realization Algorithm - ERA'. Após este procedimento os parâmetros modais obtidos experimentalmente foram confrontados com os parâmetros obtidos computacionalmente e foi verificado que o modelo de elementos finitos representou satisfatoriamente o comportamento da estrutura real.

Palavras-chave: chassis, análise modal, ERA, elementos finitos.

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas o avanço da tecnologia computacional permitiu que problemas físicos cada vez mais complexos pudessem ser simulados em computadores através de métodos de análise. Um exemplo de tais problemas é a determinação das propriedades dinâmicas de estruturas complexas, como aquelas produzidas pelas indústrias aeronáutica e automobilística, onde uma solução puramente analítica é difícil de ser obtida. O Método dos Elementos Finitos (MEF) tem sido uma das ferramentas computacionais utilizadas com maior sucesso na determinação das características dinâmicas destas estruturas. Este método consiste basicamente em transformar um problema contínuo em um problema discreto e finito. Esta discretização permite uma representação conveniente de uma estrutura com qualquer configuração geométrica e com condições de contorno complexas ou não.

Mesmo com o MEF sendo uma ferramenta usada com êxito no projeto de estruturas aeronáuticas e automotivas, a realização de ensaios de vibrações em tais estruturas ainda se faz necessário. Durante os últimos 30 anos muitos pesquisadores têm desenvolvido técnicas e métodos de identificação que permitem obter as propriedades dinâmicas de um sistema. A implementação do algoritmo da Transformada Rápida de Fourier na maior parte dos softwares de análise matemática, o desenvolvimento tecnológico dos analisadores de espectro e os avanços no campo da instrumentação permitem hoje a aquisição e o tratamento de uma grande quantidade de dados, possibilitando o cálculo das propriedades dinâmicas de uma estrutura qualquer com boa confiabilidade (Maia e Montalvão e Silva, 1997). Um dos mais poderosos algoritmos de identificação modal utilizado atualmente é o Eigensystem Realisation Algorithm (ERA), que consiste em um método de identificação no domínio do tempo e pode identificar vários modos simultaneamente. A formulação matemática do ERA permite a determinação de coeficientes de confiabilidade para distinção entre modos computacionais e modos físicos (Sczibor e Marques, 2003).

Dentro deste contexto este trabalho aborda a comparação entre as propriedades dinâmicas de um chassis veicular obtidas por meio de um modelo tridimensional de elementos finitos e o valor destas mesmas propriedades obtidas a partir dos dados colhidos experimentalmente em um ensaio com a estrutura real. Primeiramente serão descritas as etapas de construção do modelo de elementos finitos da estrutura. Depois é apresentada uma breve descrição matemática do ERA, que foi o método de identificação utilizado para extrair dos dados experimentais as propriedades dinâmicas do sistema. Este método foi implementado no software comercial de análise matemática MATLAB®. Também é descrito neste trabalho o procedimento adotado para a realização do ensaio experimental. Finalizando o trabalho será apresentada a análise dos resultados obtidos, uma breve discussão das dificuldades encontradas durante a realização do ensaio e sugestões para futuros trabalhos.

2. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

A estrutura em estudo corresponde a um chassis veicular que equipa um veículo com características todo terreno (tipo Jipe) de grande destaque no mercado brasileiro e em competições nacionais e internacionais. Este chassis é do tipo escada, construído em aço carbono com longarinas de perfil retangular fechado e travessas com seções tubulares. Todas as uniões dos diversos componentes usam solda contínua.

O primeiro passo para a construção do modelo numérico de elementos finitos foi obter a geometria da estrutura. A geometria do chassis foi medida diretamente na estrutura real do veículo utilizando-se instrumentos de medição tais como transferidor, escalímetro, trena, paquímetro e ultra-som. As dimensões básicas do chassis são 3,5m de comprimento, 1,2m de largura e 0,5m de altura. As longarinas são compostas de membros com seção retangular e dimensões externas de 120mm por 60mm com 4mm de espessura. As travessas são compostas de perfis tubulares com diâmetros externos de 60mm, 35mm, 43mm e 27mm com 3mm de espessura.

Toda geometria do chassis, inclusive os suportes, foi reproduzida em ambiente computacional através de um modelador sólido. Após sua reprodução, a geometria do chassis foi importada para um software comercial de elementos finitos (ANSYS®). Na modelagem por elementos finitos optou-se por não incluir os suportes do chassis uma vez que estes possuem geometria complexa e o seu posicionamento pode sofrer grande alteração em função dos diferentes conjuntos acessórios que podem ser montados no veículo. Sendo assim, a sua consideração certamente implicaria em um aumento desnecessário do esforço computacional para a análise do modelo, uma vez que os suportes por si só não influenciam o comportamento global do veículo. Contudo as massas dos suportes foram incorporadas ao modelo. A Figura (1) mostra a geometria completa do chassis com todos os suportes e a geometria para ser malhada no programa de elementos finitos.

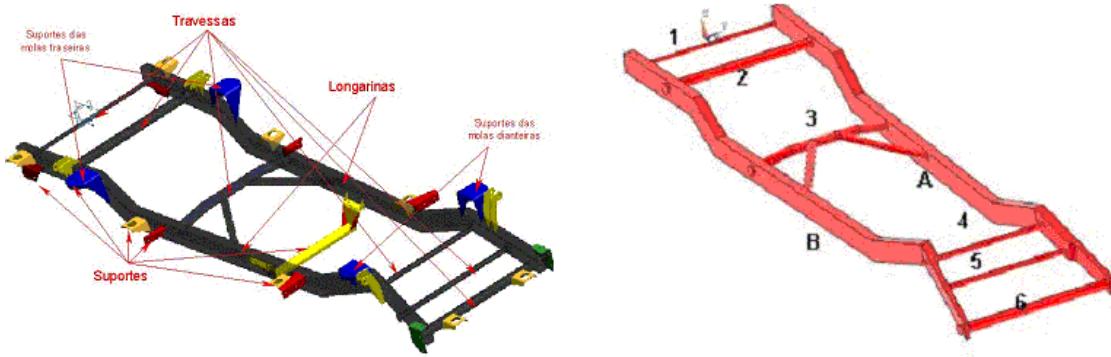


Figura 1. Chassis em estudo e sua geometria pronta para ser malhada mostrando as longarinas em perfil retangular fechado (A e B) e travessas tubulares (1, 2, 3, 4, 5 e 6).

A geometria do modelo foi malhada no programa de elementos finitos usando a ferramenta de geração automática da malha. A malha escolhida foi a do tipo livre devido à existência de áreas irregulares no modelo. O elemento usado foi o SHELL63. Este elemento possui forma quadrangular sendo definido por quatro nós e 4 espessuras. A espessura é assumida com variação linear, caso ela seja diferente em cada um dos nós que definem o elemento. Se o elemento possui espessura constante, apenas seu valor precisa ser informado. Existe ainda a possibilidade de se utilizar este elemento em forma triangular. O elemento SHELL63 é capaz de representar flexão e características de membrana. São permitidas cargas em seu plano e normais a este. O elemento possui seis graus de liberdade em cada nó, translações nas direções nodais x, y e z e rotações em torno dos eixos nodais x, y e z.

Para a representação das longarinas foram usados elementos com forma quadrilateral com 30mm de tamanho de lado e espessura de 4mm. A travessa central em forma de “K” (3) foi modelada com elementos triangulares e espessura de 3mm. As travessas 1, 4, e 5 foram modeladas com elementos triangulares com espessura de 3mm. As travessas 1 e 6 foram construídas com elementos quadrilaterais com 30mm de tamanho de lado e 3mm de espessura.

Ao modelo do chassis foram atribuídas as propriedades físicas e mecânicas do aço carbono, listadas na Tab. (1)

Tabela 1. Propriedades do aço carbono utilizadas no modelo.

Propriedade	Valor numérico
Módulo de Elasticidade	2,1e11 N/m
Coeficiente de Poisson	0,3
Densidade	7830 Kg/m ³

O modelo construído, mostrado na Fig. (2) resultou em um total de 7.717 nós e 10.845 elementos. Foi necessário criar duas diferentes constantes reais, que definem elementos com espessura de 4mm e 3mm.

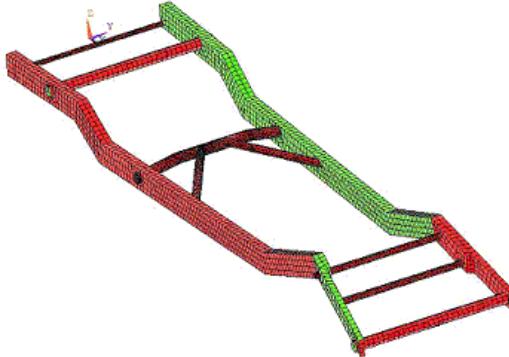


Figura 2. Modelo numérico de elementos finitos da estrutura.

Algumas hipóteses foram feitas durante a construção do modelo:

- As conexões entre as longarinas e travessas são consideradas perfeitas. Esta consideração representa de forma correta as junções soldadas, porém onde as soldas não são perfeitas estas considerações podem levar a um modelo com junções mais rígidas do que o sistema real.
- O material é considerado isotrópico dentro de sua faixa linear elástica.

Terminada a modelagem da estrutura, foi realizado um procedimento de análise modal do mesmo na qual foram obtidos os 12 primeiros modos da estrutura na faixa de freqüência de 0 a 200 Hz. Todo o trabalho computacional foi realizado em um computador pessoal com processador AMD Athlon™ de 900 MHz e 512 Mb de memória RAM.

3. FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DO ERA

Um sistema linear de dimensões finitas pode ser representado em um domínio de tempo discreto pelas seguintes equações (Juang e Pappa, 1985)

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) \quad (1)$$

$$y(k) = Cx(k) + Du(k) \quad (2)$$

onde x é um vetor de estado de dimensão n , u um vetor de entrada de controle de dimensão m , e y um vetor de saída ou respostas medidas de dimensão p . O inteiro k indica o número da amostra. A matriz de transição A contém as características dinâmicas do sistema. Para estruturas flexíveis, esta matriz é uma representação de suas propriedades de massa, rigidez e amortecimento.

Para o sistema representado pelas Eqs. (1) e (2) com resposta impulsiva livre, a descrição do domínio do tempo é dada por funções conhecidas como parâmetros de Markov

$$Y(k) = CA^{k-1}B \quad (3)$$

ou no caso de resposta de estado inicial

$$Y(k) = CA^{k-1}[x_1(0), x_2(0), \dots, x_m(0)] \quad (4)$$

onde $x_i(0)$ representa o i-ésimo conjunto de condições iniciais e k é um inteiro. Pode-se notar que B é uma matriz $n \times m$ e C é uma matriz $p \times n$. O problema da realização do sistema implica em dadas as respostas medidas $Y(k)$, construir as matrizes $[A, B, C]$ em termos de $Y(k)$, tal que a identidade da Eq. (3) seja mantida e a ordem de A seja mínima.

A formulação do ERA é iniciada com a construção de uma matriz de blocos $r \times s$, chamada matriz Hankel generalizada

$$[H_{rs}(k-1)] = \begin{bmatrix} [Y(k)] & [Y(k+t_1)] & \cdots & [Y(k+t_{s-1})] \\ [Y(j_1+k)] & [Y(j_1+k+t_1)] & \cdots & [Y(j_1+k+t_{s-1})] \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ [Y(j_{r-1}+k)] & [Y(j_{r-1}+k+t_1)] & \cdots & [Y(j_{r-1}+k+t_{s-1})] \end{bmatrix} \quad (5)$$

onde j_i ($i=1, \dots, r-1$) e t_i ($i=1, \dots, s-1$) são inteiros arbitrários. Para sistemas com resposta de estado inicial medida, basta simplesmente substituir $H_{rs}(k-1)$ por $H_{rs}(k)$. Agora observe que

$$H_{rs}(k) = V_r A^k W_s \quad (6)$$

em que

$$V_r = \begin{bmatrix} [C] \\ [C] \cdot [A]^{j_1} \\ \vdots \\ [C] \cdot [A]^{j_{r-1}} \end{bmatrix} \quad W_r = [B \quad A^{t_1} B \quad \cdots \quad A^{t_{s-1}} B] \quad (7)$$

onde V_r e W_s são as matrizes de observabilidade e controlabilidade, respectivamente. Observa-se que V_r e W_s matrizes retangulares com dimensões $rp \times n$ e $n \times ms$, respectivamente. Assumindo que existe uma matriz H^+ que satisfaz a relação

$$W_s H^+ V_r = I_n \quad (8)$$

onde I_n é uma matriz identidade de ordem n . Das equações (7) e (8) têm-se que

$$H_{rs}(0) \cdot H^+ H_{rs}(0) = V_r \cdot W_s \cdot H^+ \cdot V_r \cdot W_s = V_r \cdot W_s = H_{rs}(0) \quad (9)$$

De uma forma geral a matriz H^+ é a pseudoinversa da matriz $H_{rs}(0)$.

O processo do ERA inicia-se com a decomposição da matriz de blocos de dados da Eq. (5), para $k=1$, usando a decomposição em valores singulares:

$$H_{rs}(0) = R \cdot \Sigma \cdot S^T \quad (10)$$

onde as colunas das matrizes R e S são ortonormais e Σ é uma matriz retangular, tal que

$$\Sigma = \begin{bmatrix} \Sigma_n & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \text{ com } \Sigma_n = \text{diag}[\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i, \sigma_{i+1}, \dots, \sigma_n] \text{ e } \sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \dots \geq \sigma_i \geq \sigma_{i+1} \geq \dots \geq \sigma_n \geq 0.$$

Tomando as matrizes R_n e S_n formadas pelas n primeiras colunas de R e S respectivamente, a matriz $H(0)$ e sua pseudoinversa tornam-se

$$\begin{aligned} R_{2n} \Sigma_{2n}^{1/2} &= V_r \\ \Sigma_{2n}^{1/2} S_{2n}^T &= W_s \end{aligned} \quad (11)$$

$$\text{onde } R_n^T R_n = I_n = S_n^T S_n \text{ e } H^+ = S_n \Sigma_n^{-1} R_n^T \quad (12)$$

Esta é a formulação básica de realização para o ERA. As matrizes abaixo representam a mínima realização para o sistema

$$\begin{aligned} A &= \Sigma_n^{-1/2} R_n^T H_{rs} (1) S_n \Sigma_n^{-1/2} \\ B &= \Sigma_n^{1/2} S_n^T E_m \\ C &= E_p^T R_n \Sigma_n^{1/2} \end{aligned} \quad (13)$$

O modelo realizado, discreto no tempo, representado pelas matrizes A , B e C pode ser transformado para o domínio das coordenadas modais usando os autovalores Λ e autovetores Ψ de A

$$\begin{aligned} \dot{A} &= \Psi^{-1} A \Psi \text{ (diagonal)} \\ \dot{B} &= \Psi^{-1} B \\ \dot{C} &= C \Psi \end{aligned} \quad (14)$$

As taxas de amortecimento modal σ_i e as freqüências naturais amortecidas ω_i são dados pelas partes real e imaginária dos autovalores após o retorno para o domínio contínuo

$$s_i = \sigma_i \pm j\omega_i = \ln(\Lambda_i) / \Delta t \quad (15)$$

Os fatores de participação modal e as formas de vibrar são dados pelas linhas de B' e colunas de C' , respectivamente.

4. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para a realização do ensaio de vibração da estrutura, foram utilizados 6 acelerômetros, um martelo inercial tipo 8202, 7 condicionadores de sinais tipo 2635, todos Brüel & Kjær, uma placa de aquisição BNC-2110 e um computador portátil. Na figura (3) pode ser visto todo o aparato experimental.



Figura 3. Aparato utilizado no ensaio experimental.

Como pode ser visto na Fig. (3) a estrutura foi suspensa e sustentada por cordas a fim de representar uma condição de contorno do tipo livre-livre. Os acelerômetros foram fixados nas posições indicadas na Fig. (4). O procedimento seguido no ensaio foi excitar a estrutura com o martelo de impacto em uma direção perpendicular ao plano de montagem da carroceria no chassis (direção z) para identificar os modos de torção e flexão. Primeiramente a estrutura foi excitada na posição 1, e as respostas medidas nas posições 1, 2, 3, 4, 5 e 6. Para esta posição a estrutura foi excitada 30 vezes para obtenção de uma quantidade razoável de dados para realização de uma média com a finalidade de minimizar os efeitos de ruídos presentes no sinal. Após a estrutura ter sido excitada na posição 1, esta foi excitada nas demais posições seguindo o mesmo procedimento.

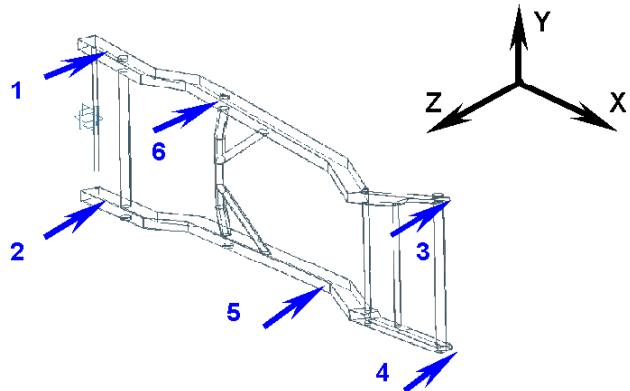


Figura 4. Posicionamento e identificação dos acelerômetros na estrutura.

Após a aquisição de todos os dados, as funções de resposta em freqüência (FRF) foram determinadas utilizando-se os estimadores ótimos para FRFs (Bendat e Piersol, 1986). Na Figura (5) pode ser vista uma das FRFs obtidas. Concluída a determinação das FRFs o próximo passo foi obter as funções de resposta ao impulso (FRI), via transformada inversa de Fourier, para a sua utilização no algoritmo implementado para o ERA. O algoritmo foi implementado utilizando-se o software de análise matemática MATLAB®. Na próxima seção são apresentados os parâmetros modais identificados e estes mesmos parâmetros obtidos na análise do modelo computacional.

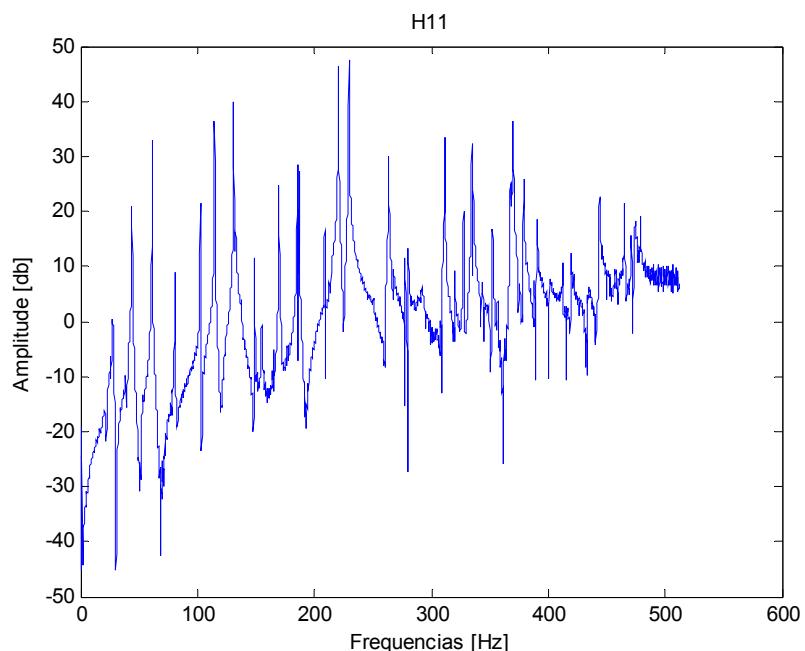


Figura 5. Exemplo de FRF (H_{11}) estimada a partir dos dados medidos experimentalmente.

5. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados da simulação computacional e do ensaio experimental realizado. Estes resultados são mostrados na Tab.(2) mostrada abaixo.

Tabela 2. Resultados obtidos numericamente e experimentalmente.

Modos	Parâmetros calculados numericamente via MEF	Parâmetros identificados pelo ERA		Erro [%]
	Freqüências [Hz]	Freqüências [Hz]	Fatores de amortecimento modais [%]	
1°	27.15	27.60	1.96	1.63
2°	36.88	-	-	-
3°	45.93	43.90	0.22	4.60
4°	59.90	61.11	0.06	1.98
5°	68.60	-	-	-
6°	82.80	80.74	0.09	2.55
7°	95.70	102.43	0.04	6.57

Na tabela acima são apresentados os setes primeiros modos da estrutura, as freqüências naturais obtidas numericamente, os valores de freqüências obtidas pelo ERA, os fatores de amortecimento modais e o erro relativo entre as freqüências obtidas numericamente e as freqüências identificadas. Observou-se na análise do modelo numérico que o 2° e 5° modos são modos laterais (direção y), o 1° e 3° modos equivalem as modos de torção em torno de x e flexão em torno de z respectivamente, e que os demais modos (4°, 6° e 7°) são modos mistos combinando torção e flexão. Já a rotina implementada para o ERA identificou 1°, 3°, 4°, 6° e 7°modos. O 2° e 5° modos, que aparecem na análise do modelo numérico, não foram identificados pelo ERA uma vez que as respostas foram medidas na direção z perpendicular á direção lateral y . Dos modos identificados pelo ERA, apenas as formas de vibrar para o 1° e 3° modos foram bem caracterizadas, apresentando torção em torno da direção x e flexão na direção z , tal como foi visualizado na análise do modelo numérico. Não foi possível uma boa caracterização para os demais modos identificados, uma vez que se optou por medir as respostas em posições que favorecessem a caracterização dos movimentos do 1° e 3° modos, que são os principais movimentos de interesse para o estudo da dinâmica do veículo. O 1° e 3° modo de vibrar da estrutura e suas respectivas freqüências naturais, identificados pelo ERA e calculados na análise modal do modelo computacional, são mostrados nas Figs. (6) e (7) respectivamente.

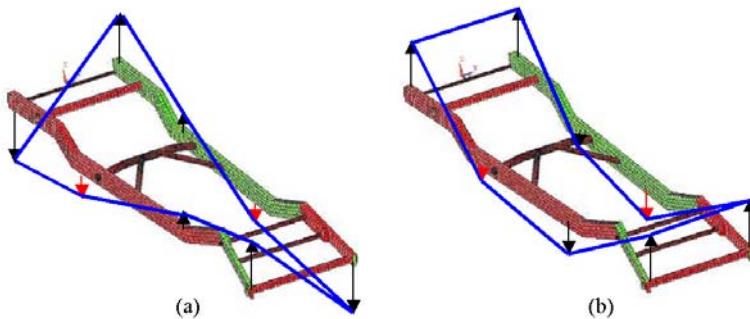


Figura 6. Modos identificados: (a) 1° Modo torção 27.60 Hz e (b) 2 ° Modo flexão 43.90 Hz.

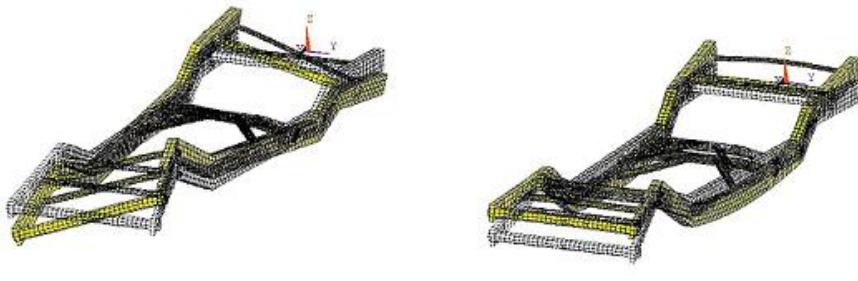


Figura 7. Modos calculados via MEF (a) 1º Modo torção 27.15 Hz e (b) 2º Modo flexão 45.93 Hz.

O erro relativo entre as freqüências calculadas numericamente e as freqüências identificadas pelo ERA, demonstra que o modelo consegue representar satisfatoriamente o comportamento dinâmico da estrutura. Esta diferença pode ser atribuída a vários fatores, dentre eles as hipóteses de material isotrópico e a perfeição das juntas soldadas. Sabe-se que os materiais metálicos comerciais possuem defeitos e imperfeições oriundos de seu processo de fabricação, e que as uniões soldadas também podem apresentar imperfeições na continuidade do material depositado bem como alterações propriedades mecânicas diferentes das outras partes da estrutura.

Além disto, a comparação entre os modos de vibrar da estrutura reafirma a coerência do modelo computacional com o sistema identificado. Em ambos o 1º e o 3º modo correspondem aos modos de torção em torno do eixo x e flexão na direção do eixo z , respectivamente, que são os movimentos mais importantes do ponto de vista do comportamento dinâmico global do veículo.

Mesmo com os parâmetros modais identificados apresentando-se coerentes, cabe ressaltar aqui que a precisão destes resultados poderia ser melhor se não fosse a atuação de dois fatores que dificultam a identificação de qualquer sistema. O primeiro deles seria a alta densidade modal da estrutura. Apesar de estarem apresentados aqui apenas 5 modos identificados, as FRFs estimadas mostram uma grande quantidade de modos para o sistema. Além disto, deve ser considerado que o ensaio não determinou os modos laterais (direção y), presentes na análise do modelo de elementos finitos. Outro fator que certamente influenciou os resultados foi o fato do ensaio ter sido realizado em campo, ficando sujeito a fontes externas de ruído impossíveis de serem controladas.

6. CONCLUSÕES

O principal objetivo deste trabalho foi identificar os parâmetros modais de uma típica estrutura veicular e comparar os resultados com aqueles obtidos através de uma análise modal computacional usando o método dos elementos finitos. O resultado desta comparação mostrou que o modelo computacional representou de forma satisfatória o comportamento dinâmico da estrutura para os dois modos analisados, que são de maior interesse para a análise do comportamento dinâmico global do veículo.

Apesar da alta densidade modal da estrutura e da presença de ruídos nas respostas medidas, o algoritmo implementado para o ERA mostrou-se eficiente na identificação dos parâmetros modais. Para o futuro pretende-se implementar uma nova versão do algoritmo que incorpore alguma metodologia para o tratamento de ruídos nos dados a serem analisados. Outro item a ser executado é a implementação de uma rotina para o cálculo de um coeficiente de confiabilidade que possa assegurar a consistência dos parâmetros modais estruturais identificados pelo ERA.

7. REFERÊNCIAS

Bendat, J. S., e Piersol, A. G., 1986, “Random Data”, A Wiley –Interscience Publication, Nova York, Estados Unidos, 566p.

Juang, J. N. e Pappa, R. S., 1985, "An Eigensystem Realization Algorithm for Modal Parameter Identification and Model Reduction", Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 8, No.5, pp. 620-627.

Maia, N. M. M. e Montalvão e Silva, J. M., 1997, "Theoretical and Experimental Modal Analysis", Research Studies Press LTD, Baldock, Hertfordshire, Inglaterra, 468p.

Sczibor, V. e Marques, F. D., 2003, "Wing Structure Modal Parameter Estimation and Qualification Using ERA", Proceedings os 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, Brasil, 10p.

COMPARISON BETWEEN FINITE ELEMENTS MODEL (MEF) AND MODAL ANALYSIS OF A VEHICULAR STRUCTURE

Jean Carlos Campos Rezende

Federal University of Uberlândia – School of Mechanical Engineering
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Block M - Uberlândia/MG
jcrezende@mecanica.ufu.br

José Antônio Ferreira Borges

Federal University of Uberlândia – School of Mechanical Engineering
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Block M - Uberlândia/MG
zeborges@mecanica.ufu.br

Rômulo Rossi Pinto Filho

Federal University of Uberlândia – School of Mechanical Engineering
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Block M - Uberlândia/MG
rrossi@mecanica.ufu.br

Marcus de Freitas Leal

Federal University of Uberlândia – School of Mechanical Engineering
Av. João Naves de Ávila, 2160 - Campus Santa Mônica - Block M - Uberlândia/MG
mfleal@mecanica.ufu.br

Abstract. The purpose of the modal analysis tests of structures is to identify the modal parameters and the vibrating shapes. For a vehicular structure it is important to identify the frequencies and its respective vibrating shapes, mainly the torsion mode, once this influences the vehicle's dynamic behavior. In this work a three-dimensional finite element model was built for a vehicular chassis using the commercial software ANSYS®. The model was elaborated from the ladder chassis geometry of a commercial vehicle. From the modal analysis there were extracted 12 shapes in a frequency band of 0 and 200 Hz. In order to check the reliability of the computational results, the real structure modal analysis test was accomplished. Six accelerometers, a inertial hammer, 7 sign conditioning boxes, a acquisition data board and a portable computer were used. The accelerometers were mounted in strategic positions of the chassis to make the structure vibrating shapes identification possible. The system was excited in each one of the 6 positions, 30 responses were obtained for each position to minimize the noise influence in the results. The data obtained experimentally was treated in the time domain using the ERA (Eigensystem Realization Algorithm) method. After this procedure the experimental modal parameters were confronted with the computational parameters and it was verified that the finite element model could represent the real structure behavior satisfactorily.

Keywords: frame, modal analysis, ERA, finite element.