



## **INFLUÊNCIA DAS VIBRAÇÕES GERADAS PELO MOTOR SOBRE O CONFORTO DE PASSAGEIROS EM VEÍCULOS TERRESTRES**

**Tiago Simão Ferreira, tiagomecnica@yahoo.com.br<sup>1</sup>**  
**Marco Túlio C. Faria, mtcdf@uol.com.br<sup>1</sup>**

<sup>1</sup> Universidade Federal de Minas Gerais - Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha – Belo Horizonte – MG - CEP: 31270-901

**Resumo:** *A melhoria do conforto dos passageiros em veículos automotores terrestres tem sido uma forte preocupação dos diversos segmentos da indústria automobilística. Vibrações excessivas, além do grande impacto negativo sobre a saúde humana, podem reduzir a vida útil dos componentes mecânicos em veículos. O motor é a principal fonte de vibração e ruído para os passageiros de automóveis. Um problema ainda não plenamente estudado na Dinâmica veicular consiste na análise do sistema de fixação do motor à carroceria. Alguns efeitos perceptíveis, que podem estar vinculados ou podem ser agravados pelo acoplamento dinâmico do motor com a carroceria, são a ocorrência de fadiga, em todas as uniões parafusadas e soldadas do veículo, o aparecimento de trincas e o desconforto aos ocupantes do veículo, associados à transmissibilidade excessiva de vibrações. Esse trabalho tem como meta principal estudar a resposta vibratória de carrocerias de veículos automotores utilizando-se o método de elementos finitos. O foco da análise é o estudo da influência das vibrações geradas pelo motor do veículo sobre os níveis de vibração dos passageiros, que são repassadas à carroceria através dos suportes de fixação. Um procedimento de elementos finitos é especialmente desenvolvido para estudar a resposta dinâmica da carroceria provocada pelas vibrações geradas exclusivamente pelo motor do veículo.*

**Palavras-chave:** *Carroceria, Conforto de veículos, Veículos Automotores, Vibrações humanas.*

### **1. INTRODUÇÃO**

Com os constantes avanços tecnológicos na fabricação de automóveis mais seguros e mais confortáveis, os fabricantes de veículos comerciais têm procurado garantir a redução dos efeitos de vibrações excessivas da carroceria, sem comprometimento dos critérios de segurança e resistência mecânica dos componentes do veículo (Balbinot, 2002).

A minimização de custos, associada tanto ao projeto quanto à fabricação de componentes automotivos, demanda o desenvolvimento de ferramentas analítico-computacionais mais precisas e eficazes na análise da resposta mecânica de componentes mecânicos e estruturais que compõem os diversos subsistemas de veículos automotores. Um problema ainda não plenamente estudado na Dinâmica veicular consiste na análise do sistema de acoplamento do motor com a carroceria. Alguns efeitos perceptíveis, que podem estar vinculados ou podem ser agravados pelo acoplamento dinâmico do motor com a carroceria, são: a ocorrência de fadiga, em todas as uniões parafusadas e soldadas do veículo, o aparecimento de trincas e o desconforto dos ocupantes do veículo, associados à transmissibilidade excessiva de vibrações. Uma forma importante de transmissão de vibrações em veículos consiste na energia vibratória repassada à carroceria através dos suportes de fixação do motor.

Os atuais procedimentos computacionais de análise de engenharia ampliam as possibilidades de análise de sistemas de grande complexidade, permitindo avaliar um grande número de variáveis e averiguar de forma preliminar as várias soluções viáveis de um problema com custos bem menores. O ganho para a indústria foi e tem sido cada vez maior com a aplicação destes métodos. O tempo de testes de componentes, principalmente na indústria automobilística, tem sido drasticamente reduzido com utilização de procedimentos computacionais de análise, principalmente o método de elementos finitos em engenharia.

Esse trabalho tem como meta principal estudar a resposta vibratória de carrocerias de veículos automotores utilizando-se o método de elementos finitos. O foco da análise é o acoplamento da carroceria e motor do veículo e sua influência sobre os níveis de vibração dos passageiros. Um procedimento de elementos finitos é especialmente desenvolvido para estudar o comportamento da carroceria no tocante à transmissibilidade das vibrações advindas do motor. Utilizando-se um veículo modelo, com seus componentes mecânicos projetados com as dimensões e os materiais referenciados em veículos comercializados no Brasil, até a presente data, avalia-se o comportamento da carroceria desse veículo estimando-se a resposta vibratória na região do assento do passageiro provocada por uma excitação na região do acoplamento motor-carroceria.

## 2. METODOLOGIA

Para facilitar a descrição dos procedimentos desenvolvidos nesse trabalho, esse item encontra-se dividido em três sub-ítem, que são apresentados a seguir.

### 2.1. Modelagem geométrica tridimensional

Os modelos geométricos tridimensionais (3D) dos componentes da carroceria são gerados pelo pacote de desenho da Unigraphics<sup>®</sup>. As propriedades geométricas e constitutivas dos componentes referem-se aos dados de veículos automotivos comercializados no Brasil. A tabela (1) abaixo nos mostra as espessuras, materiais e massa específica de cada componente utilizado acima.

**Tabela 1. Descrição dos componentes**

Name do componente	Material	Espessura [mm]	Massa Específica (t/mm <sup>3</sup> )	Nº de elementos
Base_fix_suspensao_post	Aço	1,8	7,80E-09	586
Base_portamalalas	Aço	0,8	7,80E-09	794
Chapa_tunel	Aço	0,7	7,80E-09	126
Lateral	Aço	0,8	7,80E-09	11682
Longarina_ant	Aço	1,2	7,80E-09	3730
Paralama	Aço	0,65	7,80E-09	3674
Pavimento_ant	Aço	1,1	7,80E-09	9416
Pavimento_posterior	Aço	0,8	7,80E-09	7256
Pedana	Aço	0,8	7,80E-09	3208
<b>Base_fix_banco_Esq</b>	<b>Aço</b>	<b>1,5</b>	<b>7,80E-09</b>	<b>696</b>
<b>Base_fix_banco_Dir</b>	<b>Aço</b>	<b>1,5</b>	<b>7,80E-09</b>	<b>679</b>
Ref_longarina_ant	Aço	1,5	7,80E-09	1358
Ref_parabrisa_sup	Aço	0,8	7,80E-09	846
Ref_parachoque_post	Aço	0,8	7,80E-09	1996
Ref_suspensao	Aço	0,85	7,80E-09	3070
Ref_susp_posterior	Aço	1,2	7,80E-09	3012
Ref_teto_central	Aço	1,0	7,80E-09	602
Ref_vidro	Aço	0,7	7,80E-09	4646
Roda_pe_lateral	Aço	1,3	7,80E-09	1898
Shift_tap	Aço	1,0	7,80E-09	38
Side_glass	Vidro	3,0	2,20E-09	2400
Sobre_roda_post	Aço	1,2	7,80E-09	1550
Teto	Aço	1,4	7,80E-09	5774
Tran_plate	Aço	1,0	7,80E-09	360
Trav_parabrisa_inf	Aço	0,8	7,80E-09	2536
Trave_parachoque	Aço	1,0	7,80E-09	416
Tunel_central	Aço	1,5	7,80E-09	3468
Tunel_posterior	Aço	1,0	7,80E-09	756
			Total=	76.597

Uma atenção especial é dada ao componente da carroceria denominado "Base de Fixação do banco". Esse componente recebe alterações de projeto a fim de solucionar problemas de picos de acelerações, causados por ressonâncias, que chegam ao passageiro através de ondas de vibrações propagadas nas chapas da carroceria até a fixação do banco. A Fig. (1) abaixo apresenta o modelo tridimensional do veículo analisado, realçando o componente "Base de Fixação do Banco", destacada ao lado direito, ampliada da figura anteposta do veículo. Essa configuração apresentada pela figura representa um modelo de projeto inicial, sendo a partir desta realizada os estudos que se seguirão nos próximos capítulos.

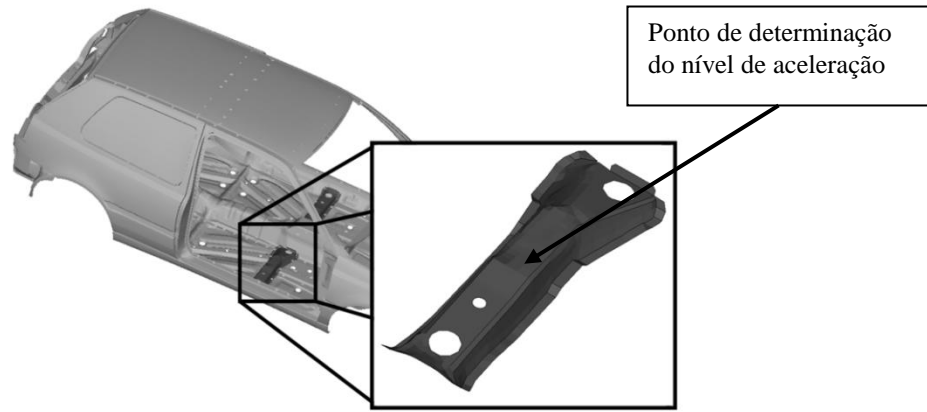


Figura 1. Modelo do veículo com configuração inicial da base de fixação do banco

## 2.2. Processo de Discretização da Carroceria

Os elementos geométricos utilizados na construção do modelo do veículo basicamente são representados por cascas e placas. Portanto, utiliza-se um elemento finito linear bidimensional (2-D) para a construção da malha de elementos finitos do veículo (Fish e Belytschko, 2006). O pacote computacional Abaqus<sup>®</sup> V8 é empregado na análise por elementos finitos do sistema de interesse. A Fig. (2) mostra o elemento finito plano disponível no programa Abaqus<sup>®</sup> para a modelagem bidimensional da carroceria.

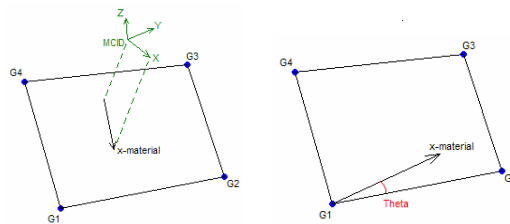


Figura 2. Elemento finito linear bidimensional do Abaqus<sup>®</sup> utilizado na modelagem da carroceria.

## 2.3. Imposição das Condições de Contorno

Para a análise de frequências naturais e modos de vibração, o modelo em elementos finitos tem, em seus pontos de fixação da suspensão, os deslocamentos e rotações restringidos. Estas restrições são impostas com o objetivo de simular as condições experimentais adotadas nos ensaios realizados em bancadas de testes de veículos em laboratório. Essas restrições podem ser vistas na Fig. (3). No lado esquerdo dessa figura, vê-se um desenho dos pontos de apoio da parte inferior da carroceria.

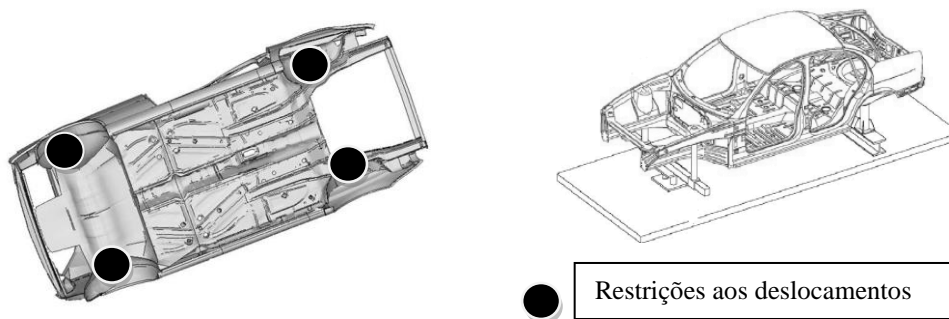


Figura 3. Pontos de restrição do modelo de elementos finitos.

Para a análise de Inertância (Aceleração / Força) (Rao, 2008), são restringidos os seis graus de liberdade dos pontos de fixação da suspensão do modelo de elementos finitos e aplica-se uma força unitária (1N) na região de acoplamento motor-carroceria. Sob essas condições, determina-se a resposta em frequência no habitáculo do motorista. Essa configuração está detalhada na Fig. (4).

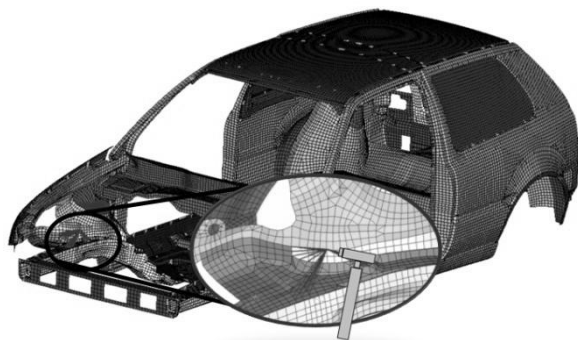


Figura 4. Ponto de excitação do modelo de elementos finitos.

Todas as etapas descritas acima estão baseadas, segundo metodologia adotada para este trabalho, no fluxograma apresentado na Fig. (5), onde o acrônimo MEF significa método de elementos finitos.

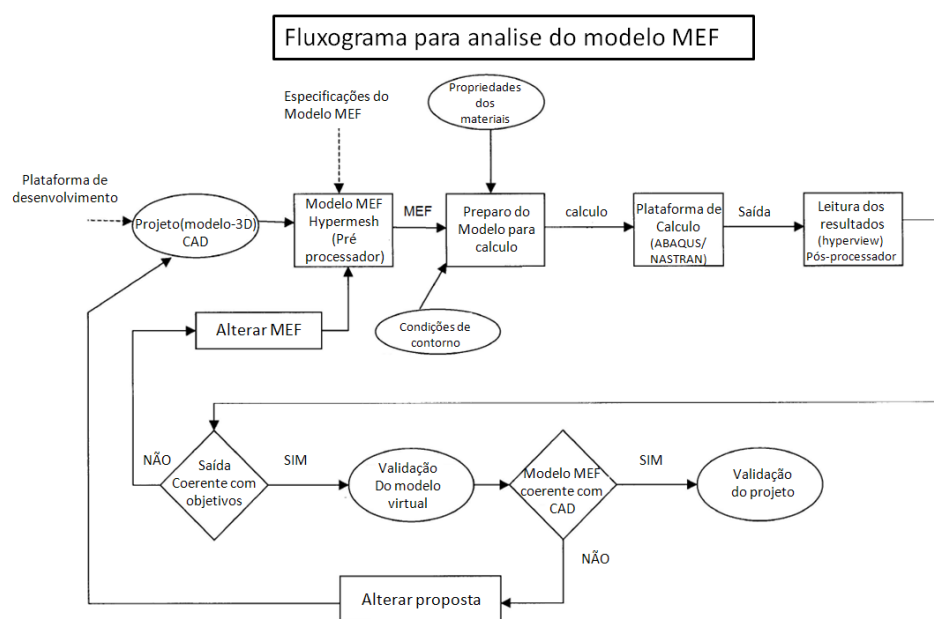


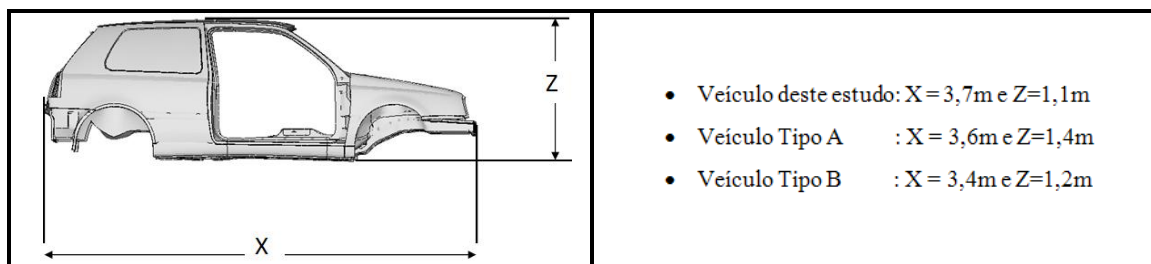
Figura 5. Fluxograma com sequência de trabalho.

### 3. RESULTADOS

A análise da resposta em frequência da região de interesse da carroceria é realizada integralmente utilizando-se o pacote computacional Abaqus<sup>®</sup>. Os resultados obtidos na análise da carroceria original são empregados para o estudo de modificações estruturais da região de suporte do assento do passageiro visando a redução nos níveis de vibração.

#### 3.1. Resultados da Análise Comparativa da carroceria utilizada neste estudo com as carrocerias de modelos comercializados.

Com o objetivo de certificar se os valores de frequências naturais obtidos correspondem a valores reais de veículos comercializados, é feita uma análise comparativa com alguns modelos de carroceria já comercializados. Neste estudo, o modelo utilizado e descrito na Fig. (4) terá seus modos de frequência comparado com dois tipos de veículo, o tipo A e o tipo B, variando principalmente o comprimento e altura total da carroceria. A Fig. (6) detalha as dimensões principais da carroceria que são as variáveis da análise comparativa entre a carroceria deste estudo e carrocerias de modelos reais.



**Figura 6. Principais parâmetros de dimensões variáveis entre as carrocerias que são comparadas.**

A Tabela 2 mostra e compara os resultados de frequências naturais dos veículos Tipo A e B com os valores da carroceria deste estudo. Os valores calculados, de frequências naturais, são obtidos usando o mesmo tamanho médio de elementos (12 mm) para discretização das carrocerias usadas, e com o mesmo pacote computacional (Abaqus<sup>®</sup>).

**Tabela 2. Resultados comparativos entre carrocerias**

	Frequências Naturais [Hz]		
	Método de elementos finitos		
	Tipo A	Tipo B	Carroceria deste estudo
Modo Balanço	18,97	17,6	13,95
Modo Flexional	35,4	39,72	32,38
Modo Torcional	47,17	52,7	48,76

Os valores para carroceria deste estudo são, como já era de se esperar, menores que os valores de carrocerias reais, pois o modelo utilizado é um pouco mais simples e sem tantos reforços, o que torna a estrutura mais flexível do que a de outros modelos, porém as proximidades dos resultados mostra ser este um modelo compatível com estruturas reais e portanto pertinente para as demais análises.

### 3.2. Resultados da Análise de Inertância mediante excitação unitária

A Fig. (7) ilustra os pontos de determinação da resposta vibratória na análise desse trabalho, que tem como variável a sensibilidade ao conforto do passageiro em veículos automotivos (Griffin, 2009). Conforme ilustrado na Fig. (4), após uma excitação na região de acoplamento entre o motor e carroceria, é calculada a resposta do tipo INERTÂNCIA [A/F] no componente "Base de Fixação do Banco", correspondendo ao ponto de análise.



**Figura 7. Representação da interface homem/veículo para posicionamento dos pontos de análise da resposta vibratória.**

Sabendo da importância da sensibilidade ao conforto (Griffin et al, 2005), é escolhido o ponto de fixação do banco à carroceria para coleta de dados. Outros pontos poderiam ser escolhidos para a análise, porém para esse trabalho, é avaliado apenas a região de acoplamento do banco à carroceria. Essa região é escolhida por ser um local com maior potencial de modificação de projeto, possibilitando uma variedade maior de análise e possíveis soluções. Outra medida

avaliada para a escolha desse ponto é o fato da vibração provocada nesta região afetar a maior parte do corpo humano, diferente de um ponto de medição distante.

### 3.3. Resposta do modelo original.

O resultado da análise por elementos finitos efetuada com as condições de contorno mostradas nas Fig. (3) e Fig. (4), é apresentado a seguir. Esses resultados correspondem ao modelo original do componente “Base de Fixação do Banco”, já representado na Fig. (1).

A Fig. (8) mostra a função de resposta frequência obtida para o ponto de análise, mostrado na Fig. (6). Nesta é apresentado um pico de aceleração no valor de  $1,07\text{m/s}^2$  dentro da região de frequência de trabalho do veículo (0-60Hz). Pela norma ISO 2631-1 (1997), pontos com aceleração acima de  $0,8\text{m/s}^2$  representam pontos de desconforto. Com base nesse resultado, efetua-se um estudo visando a aplicação de um Absorvedor Dinâmico de Vibração (ADV) linear, com o objetivo de reduzir esse pico de aceleração.

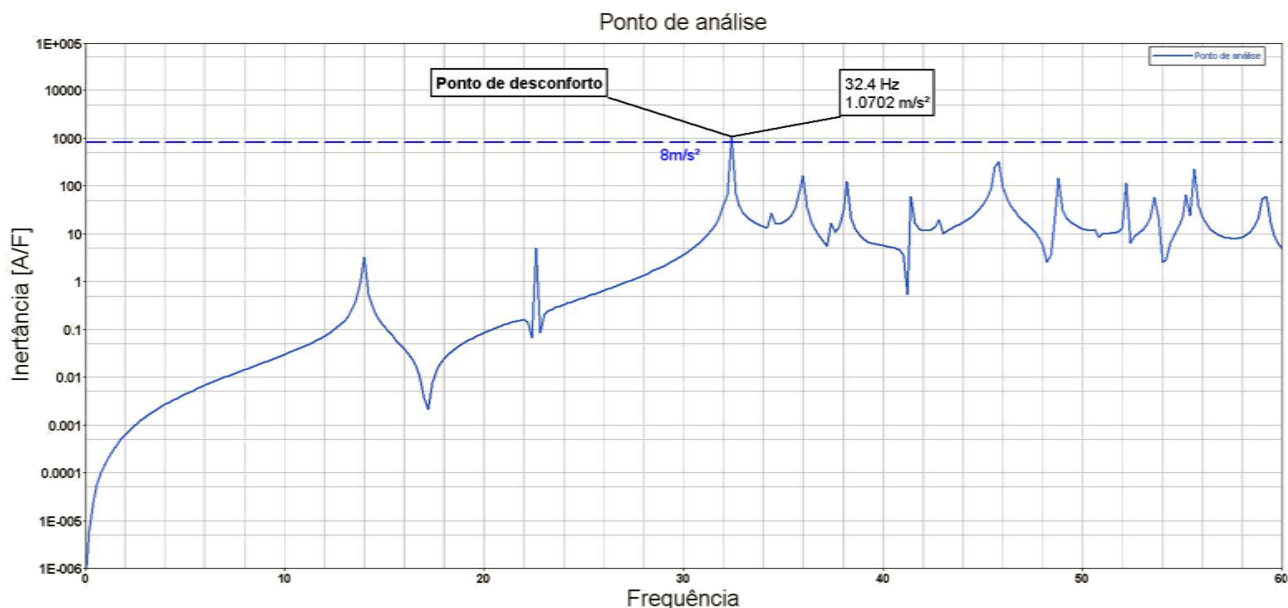


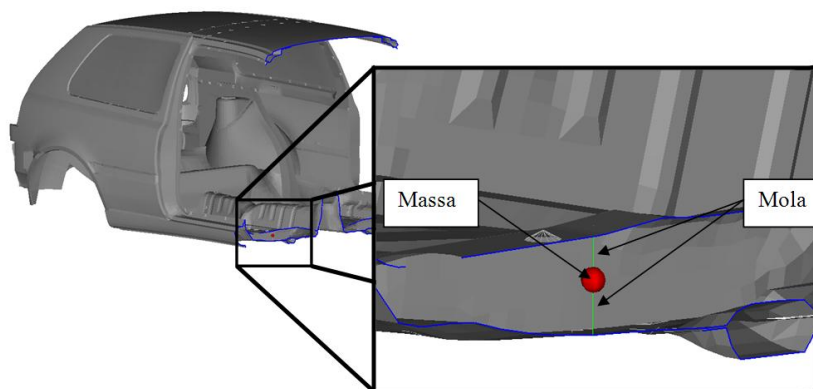
Figura 8. Resposta do modelo original de elementos finitos à excitação unitária.

### 3.4. Ante projeto de um A.D.V. linear para a carroceria.

Usando a Eq. (1), descrita abaixo, e impondo um deslocamento " $X_2$ " máximo de 2mm para a massa do ADV trabalhando em uma frequência " $\omega$ " de aproximadamente 32,4Hz ou 203,56 rad/s e usando molas com rigidez " $k_2$ " de aproximadamente 0,5N/mm, é obtida uma massa " $m_2$ " de 12,06g.

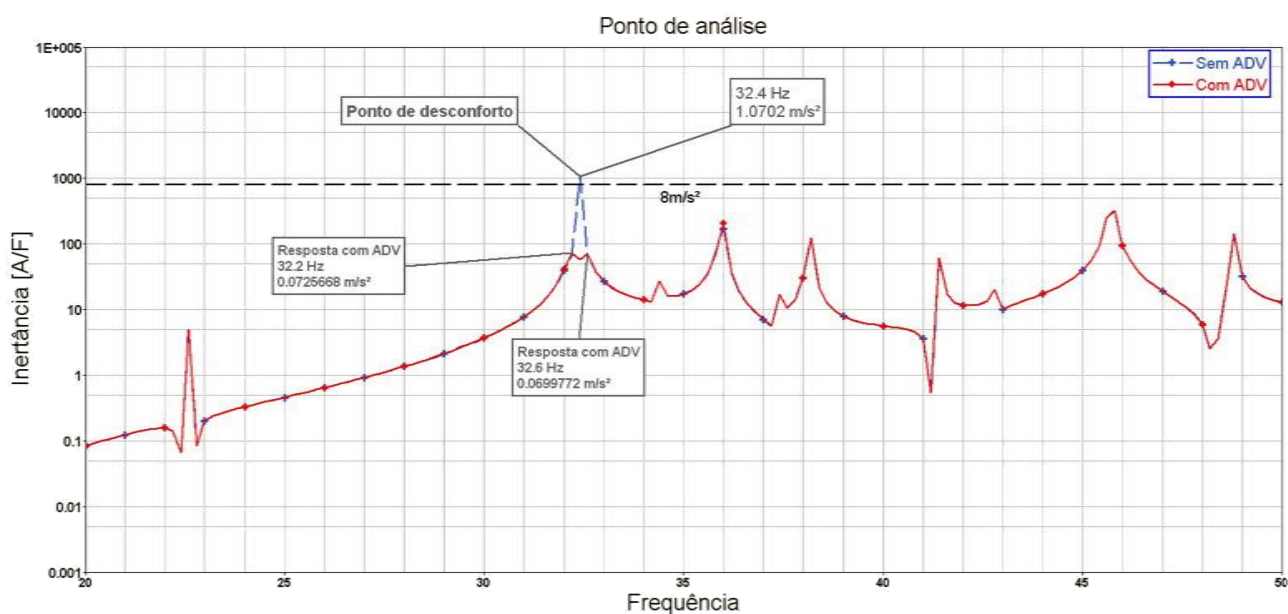
$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (1)$$

Os valores utilizados, tais como deslocamento máximo e rigidez de aproximadamente 0,5N/mm, são obtidos mediante um estudo iterativo, de forma que se possa obter uma menor massa que no conjunto massa-mola atue na faixa de frequência de 32Hz. Nesta etapa vários ciclos de cálculos foram realizados com o objetivo de se obter a melhor configuração para esse conjunto. A Fig.(9) abaixo detalha o posicionamento e configuração do ADV linear no ante-projeto avaliado.



**Figura 9. Representação do ante-projeto do ADV linear utilizado (Sistema Massa-Mola).**

A resposta do modelo com essa configuração é apresentada na Fig. (10). Com base na resposta do modelo com o ante-projeto de ADV linear abaixo do componente “Base de fixação do banco”, é possível perceber uma acentuada redução no nível de vibração a 32,4Hz de  $1,07\text{m/s}^2$  para  $0,072\text{m/s}^2$ . Com essa redução são gerados dois novos picos de ressonância próximos dessa faixa de frequência, porém com uma amplitude de aceleração bem abaixo dos  $0,8\text{m/s}^2$ , que, segundo a norma ISO 2631-1 (1997), representa um estado de desconforto. O modelo analisado com ADV indica a possibilidade de uso desse mecanismo para a redução dos níveis de vibração no habitáculo do motorista. Agora, torna-se necessário um estudo mais criterioso acerca de um projeto de absorvedor de vibrações que possa ser implementado em veículos automotores terrestres.



**Figura 10. Resposta do modelo com o ante-projeto de ADV à excitação unitária**

Na seqüência, apresenta-se o estudo de uma proposta para solução de problemas de desconforto provocado por vibrações, substituindo o ante-projeto de ADV baseado em sistema massa mola por um sistema ADV projetado com chapas metálicas para ser fabricado e montado em veículos (Fujimoto et al, 2007).

### 3.5. Proposta de um ADV viável para veículos

Com o objetivo de tornar o ante-projeto de ADV apresentado anteriormente, viável de ser projetado e posteriormente fabricado, segue abaixo um primeiro estudo de projeto para um ADV calibrado para diminuir picos de aceleração a 32,4Hz. Para tornar possível a utilização de um ADV com menos massa, é avaliada uma proposta utilizando uma chapa com menor rigidez (*menor espessura da chapa - 0,7mm*). A proposta para um Absorvedor Dinâmico de Vibração está representada na Fig. (11).

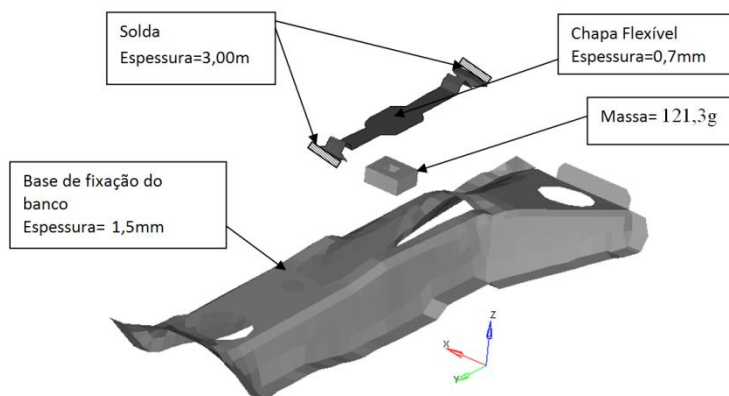


Figura 11. proposta para um ADV mediante projeto.

Usando a rigidez da própria chapa flexível e variando a massa, é possível calibrar esse sistema para que sua ressonância ocorra em aproximadamente 32,4Hz. Esta proposta consiste em alterar a base de fixação do banco, abrindo um vão central e soldando uma chapa flexível de aço e espessura 0,7mm, com uma massa de 121,3g acoplada em seu centro. A região de solda é representada com elementos 2D e espessura de 3,0mm, representando assim a rigidez dada por essa região após ser utilizado um cordão de solda (Shigley, 2005). O sistema apresenta, após a excitação unitária na região de acoplamento do motor à carroceria, a resposta mostrada pela Fig. (12).

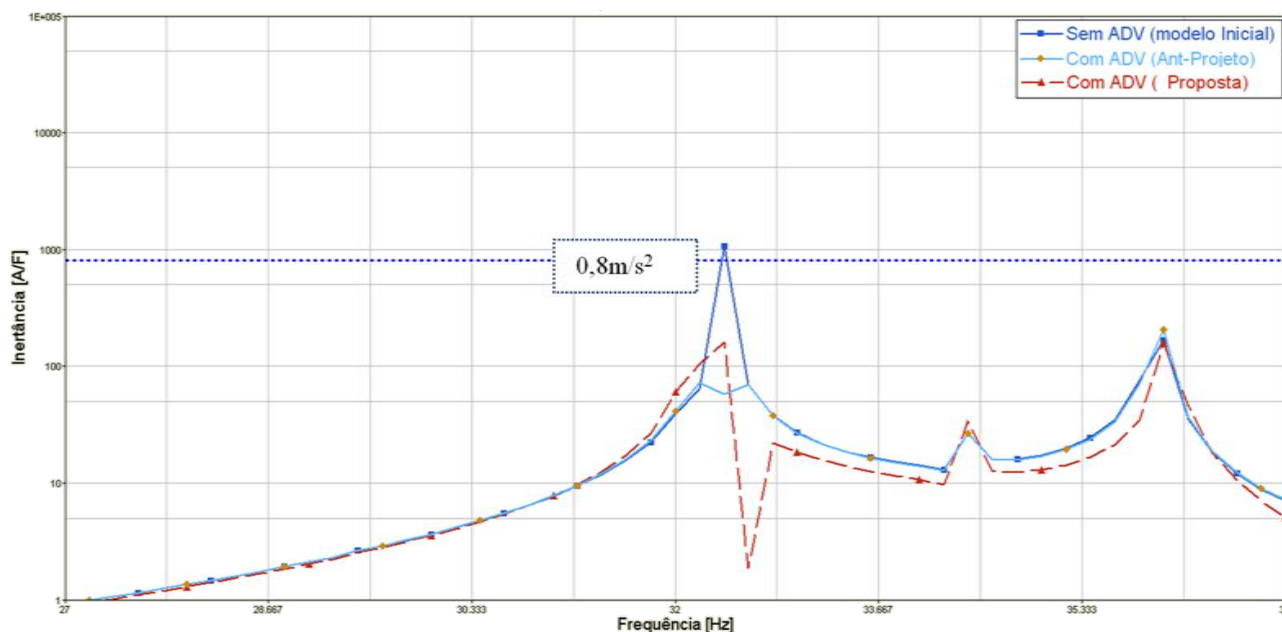


Figura 12. Análise comparativa da resposta vibratória da carroceria com e sem as propostas de ADV.

Como pode ser observado na Fig. (12), a proposta de ADV consegue reduzir ainda mais o pico de aceleração em torno de 32,4Hz, sendo que esse resultado de pico de aceleração pode, segundo a norma ISO 2631-1 (1997), ser considerado dentro dos níveis aceitáveis de conforto.

### 3.6. Razão entre respostas para avaliação de transmissão de vibração.

Essa etapa do trabalho visa avaliar a razão de transmissão de vibração no modelo para os diferentes casos analisados. A transmissibilidade se define, para os resultados obtidos neste trabalho, como sendo a razão entre as amplitudes nos pontos de medição e excitação (Thomson, 1978). Desta forma pode-se avaliar o modelo como estando trabalhando numa região de frequência cujo sinal está sendo amplificado, neste caso a razão será maior que 1, e a região de frequência cujo sinal é reduzido ou isolado, neste caso a razão será menor que 1.

A Fig. (13) detalha a região por onde a vibração é transmitida, do ponto de excitação ao ponto de medição de sinal. Para essa condição, as respostas, da configuração original, da configuração com o ante-projeto de ADV e com o projeto viável de ADV, são obtidas.



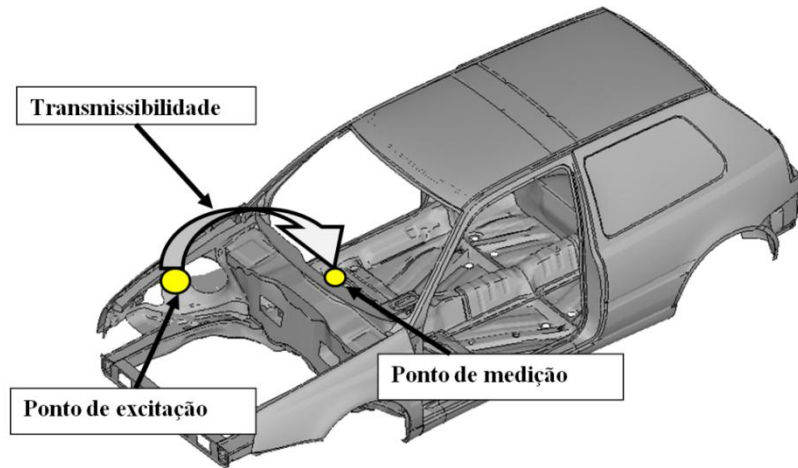


Figura 13. Detalhamento da transmissão de vibração sobre o modelo da carroceria utilizado nesse estudo.

A Fig.(14) apresenta uma comparação dos resultados obtidos para a análise de transmissibilidade do modelo da carroceria utilizado sem ADV e com o ADV em Ante-Projeto e o obtido na segunda Proposta deste trabalho.

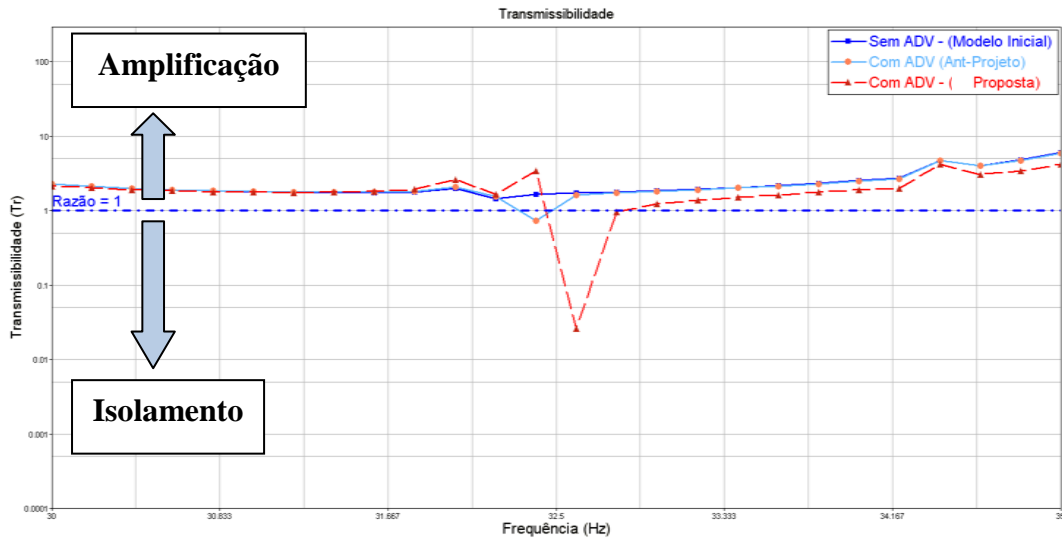


Figura 14. Resultado Comparativo das análises de transmissibilidade obtidos para a carroceria deste trabalho.

Analisando-se a Fig. (13), é possível perceber como a proposta de ADV apresenta uma maior redução de transmissão de vibração do ponto de excitação ao ponto de medição das análises, reduzindo a razão de transmissão de 1,71 do modelo original para 0,025.

#### 4. ANÁLISE DE RESULTADOS

Para os resultados de inertância, foco deste trabalho, a carroceria, no seu estado original, apresenta um pico de aceleração no valor de  $1,07\text{m/s}^2$ , que é superior a  $0,8\text{m/s}^2$ , indicando, segundo norma ISO 2631-1 (1997), um ponto de desconforto. Com base nesse resultado, conclui-se a necessidade de um estudo visando a aplicação de um Absorvedor Dinâmico de Vibração (ADV) linear, com o objetivo de reduzir este pico de aceleração.

Num primeiro instante é acrescentado um ADV linear (Ante-Projeto) abaixo do componente “Base de Fixação do Banco”. O modelo com ADV linear apresenta uma resposta que atende à necessidade de reduzir o pico de aceleração. Porém, o ante-projeto de ADV consiste em um modelo massa-mola simplificado, que precisa ser burilado a ponto de se tornar fabricável para veículos. e então, avalia-se uma proposta de projeto cujos resultados mostram ser também uma boa solução para problemas de desconforto provocado por vibrações, substituindo assim um ADV, baseado num sistema massa mola, por um sistema de ADV com potencial para fabricação. Após ao calibração do perfil da chapa flexível, estabelece-se uma proposta atuando na faixa de frequência de 32,4Hz. Essa proposta de ADV consegue reduzir o pico de aceleração na faixa de 32,4Hz para  $0,161\text{m/s}^2$ , sendo que esse resultado, segundo a norma ISO 2631-1 (1997) representa uma solução satisfatória do ponto de vista do conforto humano.

Após a etapa de projeto de ADV, analisa-se a transmissibilidade de vibrações da carroceria selecionada com e sem os ADV's. Para isso são rearranjados os valores obtidos de forma que se possa estabelecer uma relação de transmissão de vibração. Conclui-se que a proposta do ADV projetado apresenta uma maior redução de transmissão de vibração do

ponto de excitação ao ponto de medição das análises, reduzindo a razão de transmissão de 1,71, do modelo original para 0,025.

## 5. CONCLUSÃO

O desenvolvimento de meios eficientes e baratos para a melhoria do conforto interno de veículos automotores terrestres pode ser avaliado de forma preliminar utilizando-se procedimentos computacionais. Esse trabalho apresenta um estudo sobre o potencial de aplicação de absorvedor dinâmico de vibração (ADV), que pode ser facilmente instalado na estrutura de suporte do assento do condutor de automóveis, na redução dos níveis de vibração interna nesses automóveis. Os resultados obtidos mostram claramente que as ferramentas computacionais baseadas no método de elementos finitos podem auxiliar na busca de soluções tecnicamente viáveis para problemas de vibração em veículos provocados pela transmissibilidade de vibrações advindas exclusivamente do motor. Outros modelos, que incluam as diversas fontes de excitação associadas aos sistemas de transmissão e suspensão, poderiam ser desenvolvidos para analisar o comportamento global de veículos automotores em diversas condições de funcionamento.

## 6. REFERÊNCIAS

- Fish, J., B. Ted., 2006, "A First Course in the Finite Element.", 3ed., Wiley.
- Shigley, J. E., 2005, "Projetos de Engenharia Mecânica.", 7ed., Bookman.
- Thomson, W., 1978, *Teoria da vibração: com aplicações*. 2ed. Interciência.
- James, M. L., Smith, G. M. J. C., Wolford, P. W., Whaley., 1994, "Vibration of Mechanical and Structural Systems". Harper & Row.
- Rao, S., 2008, "Vibrações Mecânicas". 4ed. Pearson Prentice Hall.
- Fujimoto F., M. C. Elvys, G. L. Raul, T. Edilson, R. Bistafa Sylvio, B Carlos., 2007, "Metodologia para projetar absorvedores dinâmicos usando método de elementos finitos." 8º Congresso iberoamericano de engenharia mecânica. Cusco, 23 a 25 de Outubro de 2007.
- Griffin, M.J., 2003. *Handbook of Human Vibration*. Academic Press, New York (second printing). <http://www.mscsoftware.com/support/library/wp/wp1.cfm>. [acessado em 28.03.08].
- Balbinot, A., "Avaliação da transmissibilidade da vibração em bancos de motoristas de ônibus urbanos: um enfoque no conforto e na saúde", Revista Brasileira de Engenharia Biomédica, 2002 .
- Griffin, M.J., Matsumoto, Y., 2005. *Nonlinear subjective and biodynamic responses to continuous and transient whole-body vibration in the vertical direction*. Journal of Sound and Vibration 287 (2005) 919–937.
- Griffin, M.J., Subashi, G.H.M.J., 2009. *Nonlinear subjective and dynamic responses of seated subjects exposed to horizontal whole-body vibration*. Journal of Sound and Vibration 321 (2009) 416–434.
- ISO 2631-1. "Mechanical vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part I: general requirements". Switzerland: International Standard, 1997.

## 7. DIREITOS AUTORAIS

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

## INFLUENCE OF ENGINE VIBRATIONS ON THE PASSENGER COMFORT OF GROUND VEHICLES

Tiago Simão Ferreira, tiagomecanica@yahoo.com.br<sup>1</sup>  
Marco Túlio C. Faria, mtcdf@uol.com.br<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Universidade Federal de Minas Gerais - Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha – Belo Horizonte – MG - CEP: 31270-901

**Abstract:** *Improvement on the passenger comfort of ground commercial automobiles has been one of the main concerns from several sectors of the automotive industry. Excessive vibrations not only have a negative impact on human health but also can reduce significantly the useful life of all vehicle mechanical components. In the vast technical literature of vehicle dynamics there is little attention to the analysis of the fixation system employed to attach the engine to the vehicle chassis. Fatigue on the vehicle welded and bolted joints, cracks on the car mechanical parts, and human discomfort are some problems that can be aggravated by an improper design of the engine-chassis coupling system, which can cause an increase on the vibration transmissibility from the car engine. This work deals with a study of the vibratory response of automotive vehicle chassis using the finite element method. The main focus is the influence of the engine vibrations on the vibration levels of the vehicle passengers. Only the vibrations transmitted by the fixation system between the automobile engine and chassis are studied. A finite element procedure is specially developed to study the chassis dynamic behavior accounting for the vibration excitation associated exclusively to the car engine.*

**Keywords:** *Car body, Car comfort, Automotive vehicles, Human vibrations.*