

COINTER PDVGT 2020

IV CONGRESSO INTERNACIONAL DE GESTÃO E TECNOLOGIAS

Edição 100% virtual | 02 a 05 de dezembro

ISSN:2596-0857 | PREFIXO DOI:10.31692/2596-0857

ANÁLISE DA VIBRAÇÃO ESTRUTURAL E OCUPACIONAL DA APLICAÇÃO DE UM SISTEMA DE AMORTECIMENTO PARA O MOTOR DE UM VEÍCULO BAJA SAE

ANÁLISIS DE LA VIBRACIÓN ESTRUCTURAL Y OCUPACIONAL DE LA APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN PARA EL MOTOR DE UN VEHÍCULO BAJA SAE

ANALYSIS OF THE STRUCTURAL AND OCCUPATIONAL VIBRATION OF THE APPLICATION OF A DAMPING SYSTEM FOR THE ENGINE OF A BAJA SAE VEHICLE

Apresentação: Comunicação Oral

Jefferson José da Silva Lira¹; Alexander Patrick Chaves de Sena²

DOI: <https://doi.org/10.31692/2596-0857.IVCOINTERPDVGT.0070>

RESUMO

Este trabalho apresenta a análise da implementação de isoladores em um veículo de competição off-road tipo baja SAE (Society of Automotive Engineers). Os isoladores foram dimensionados e selecionados com o objetivo de atenuar os efeitos vibracionais ocasionados pelo Motor de Combustão Interna (MCI) do veículo. Foram analisadas as vibrações globais transmitidas do motor para a carroceria (estrutural) e para o condutor (ocupacional). As vibrações estruturais e ocupacionais foram analisadas nas condições de marcha lenta em 1600RPM, 2400RPM, 3200RPM e na máxima rotação em 4000RPM. Especificamente, são apresentadas as análises do protótipo sem os coxins, constatando-se os altos níveis de exposições vibracionais. Em seguida houve um processo dimensionamento do isolador a partir das limitações da vibração ocupacional. Houve a seleção de um isolador comercial que atendeu o dimensionamento. Por ultimo, houve a analise para observar a eficiência dos isoladores aplicados. Resultados experimentais apresentam os níveis da vibração estrutural e ocupacional de cada rotação proposta. A análise após a implementação dos isoladores apresentou uma atenuação de 93,33% na amplitude da vibração estrutural, atendendo aos níveis diários ocupacionais.

Palavras-Chave: isoladores vibracionais, vibração ocupacional, vibração estrutural, Transformada de Fourier.

RESUMEN

En este trabajo se presenta el análisis de la implementación de aisladores en un vehículo off-road tipo baja SAE (Society of Automotive Engineers). Los aisladores fueron dimensionados y seleccionados para mitigar los efectos vibratorios causados por el motor de combustión interna (MCI) del vehículo. Se analizaron las vibraciones globales transmitidas desde el motor a la carrocería (estructural) y al conductor (ocupacional). Las vibraciones estructurales y ocupacionales se analizaron en condiciones de inactividad a 1600 RPM, 2400 RPM, 3200 RPM y en rotación máxima a 4000 RPM. En concreto, se presentan los análisis del prototipo sin los cojines, verificando los altos niveles de exposiciones

¹ Engenharia Mecânica, Instituto Federal de Pernambuco Campus Caruaru, jeffersonjose_@hotmail.com

² Doutor, Instituto Federal de Pernambuco Campus Caruaru, alexander.sena@caruaru.ifpe.edu.br

vibracionais. Luego hubo un proceso de dimensionamiento del aislante basado en las limitaciones de la vibración ocupacional. Hubo una selección de un aislante comercial que cumplió con el diseño. Finalmente, se realizó el análisis para observar la eficiencia de los aisladores aplicados. Los resultados experimentales muestran los niveles de vibración estructural y ocupacional para cada rotación propuesta. El análisis posterior a la implementación de los aisladores arrojó una atenuación del 93,33% en la amplitud de la vibración estructural, cumpliendo con los niveles ocupacionales diarios.

Palabras Clave: aisladores vibracionales, vibración ocupacional, vibración estructural, transformada de Fourier.

ABSTRACT

This paper presents the analysis of the implementation of isolators in an off-road racing vehicle type SAE (Society of Automotive Engineers). The isolators were dimensioned and selected in order to mitigate the vibrational effects caused by the vehicle's Internal Combustion Engine (ICE). The global vibrations transmitted from the engine to the body (structural) and to the driver (occupational) were analyzed. Structural and occupational vibrations were analyzed at idle conditions at 1600RPM, 2400RPM, 3200RPM and at maximum rotation at 4000RPM. Specifically, the analyzes of the prototype without the cushions are presented, verifying the high levels of vibrational exposures. Then there was a process of dimensioning the isolator based on the limitations of occupational vibration. There was a selection of a commercial isolator that met the design. Finally, there was the analysis to observe the efficiency of the applied isolators. Experimental results show the levels of structural and occupational vibration for each proposed rotation. The analysis after the implementation of the isolators showed an attenuation of 93,33% in the amplitude of the structural vibration, meeting the daily occupational levels.

Keywords: vibrational isolators, occupational vibration, structural vibration, Fourier transform.

INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna combinam a força de combustão, a força de inércia e a força de impacto, gerando vibrações e ruídos (MARTINS, 2017). O motor é a principal fonte de vibração embarcada ao veículo, transmitindo estas oscilações à carroceria e aos ocupantes (SOUZA, 2015). Em uma situação de excesso vibracional, as taxas de desgaste dos componentes do motor podem ser aceleradas, ocasionando danos permanentes (SALAMANI, 2018). A vibração também provoca ruídos, que em um nível elevado, pode ocasionar problemas de conforto e segurança (SOUZA, 2015). A vibração, em níveis extremos, pode ocasionar a parada brusca de equipamentos, devido ao desgaste excessivo ou desprendimento de peças (LOPES, 2018). Alguns elementos de máquinas podem não só transmitir, mas amplificar os níveis de ruído e vibrações que chegam aos ocupantes do veículo (SOUZA, 2015). Neste sentido, existe um esforço dos desenvolvedores automotivos com os componentes que estão em contato direto com os passageiros, tais como os pedais, a alavanca de câmbio, o pavimento, os bancos e o volante (RAMOS, 2018).

Uma exposição vibracional direta e por tempo prolongado pode acelerar as dores nas costas, bem como ocasionar problemas relacionados à hérnia de disco (LOPES, 2018). Para analisar e quantificar os efeitos vibracionais ocupacionais ao corpo humano utiliza-se geralmente os parâmetros: direção, aceleração, tempo de exposição e frequência de excitação,

que o corpo humano é exposto (SOUZA, 2015). Para que um indivíduo não sofra algum problema de saúde, existem normas que recomendam o tempo limite de exposição para uma determinada faixa de frequências (SOUZA, 2015). As normas apresentam especificidades, tais como: o indivíduo sentado ou em pé, ou para as vibrações das mãos, entre outras. Sendo reconhecida como fator de risco, para redução dos níveis vibracionais ocupacionais, geralmente é utilizado um elemento conhecido como isolador para absorção máxima delas (LOPES, 2018).

Os isoladores e seus suportes, também denominados suspensão do motor, trazem a função de isolar as vibrações e ruídos provenientes do motor, além da função de sustentação do conjunto (GARCIA, 2017). Os coxins são isoladores de motores apoiados na carroceria, a qual realiza o papel de base ou fundação (GARCIA, 2017). Os isoladores são componentes geralmente de borracha vulcanizada, e sua complexidade depende da aplicação e os custos associados. Para atenuar a vibração em baixa frequência é desejável um conjunto de coxins com baixa rigidez dinâmica e baixo amortecimento (GARCIA, 2017).

Este trabalho realizou uma análise vibracional estrutural e ocupacional da aplicação de um conjunto de isoladores comerciais para atenuação da transmissibilidade oscilatória entre o motor de combustão interna e a carroceria de um protótipo baja SAE.

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Geralmente, os coxins em borracha são de fácil montagem, ocupam pouco espaço e possuem certo grau de amortecimento interno (MARIN, 2019). É desejável uma baixa rigidez dinâmica na faixa de alta frequência para um bom desempenho do coxim elastomérico (MARIN, 2019). Para atender este requisito, é necessário considerar o fator de amortecimento e a faixa de frequência em que o coxim estará submetido, tendo como variáveis o composto de borracha e a geometria do coxim (MARIN, 2019).

A borracha natural é usualmente utilizada como mola de borracha, pois apresenta uma excelente resistência à fadiga, podem apresentar alta elasticidade, baixa geração de calor, tem alta e eficiente adesão a metais, facilidade de fabricação e pode trabalhar em uma ampla faixa de temperatura. O dimensionamento de um coxim elastomérico é realizado a partir do tipo e da frequência do carregamento imposto, podendo ser classificado como estático ou dinâmico.

Dimensionamento Estático

Para o dimensionamento de um coxim de borracha umas das relações mais importantes é o fator de forma, pois a rigidez da mola de borracha depende do módulo de elasticidade (tipo da borracha), e também do quanto à mola se opõe a deformar quando solicitada (GARBIM, 2013). Dessa forma é possível definir o fator de forma como sendo a relação entre a superfície carregada e as superfícies livres da mola. O fator de forma de um coxim com geometria cilíndrica, conforme apresentado na Fig.(01a), é expresso pela Eq.(1).

$$F_f = \frac{d}{4e_o} \quad (1)$$

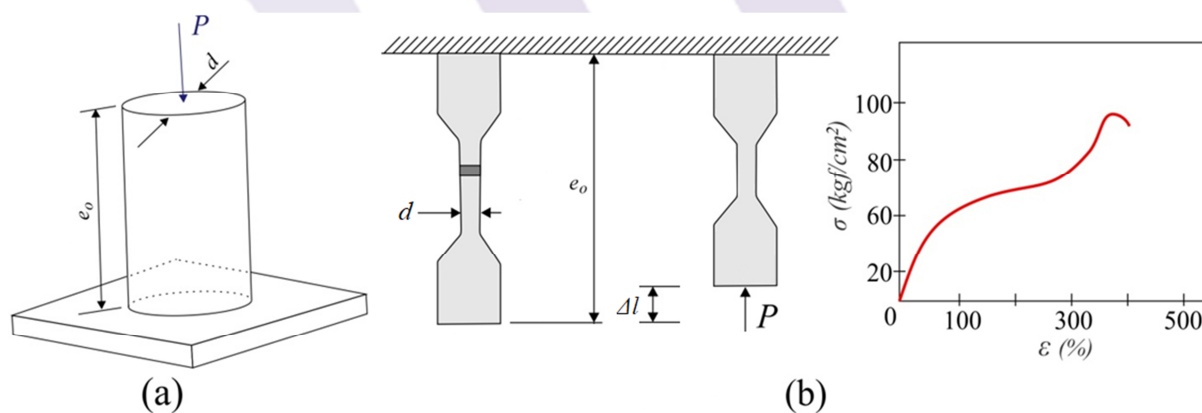
Onde:

d é o diâmetro da borracha da mola em cm;

e_o é o comprimento útil da mola antes da deformação em cm.

Seja um corpo de prova de borracha quando submetido a um ensaio de compressão apresentado na Fig. (01b).

Figura 01: a) Coxim de borracha cilíndrico, b) Corpo de prova submetido ao ensaio de tração.



Fonte: Adaptada de GARBIM (2013).

Fazendo uso da teoria clássica dos materiais podem-se definir as seguintes relações para o dimensionamento de um coxim submetido à compressão:

- Área de atuação da carga no coxim cilíndrico (cm^2) (GARBIM, 2013):

$$A_o = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2)$$

Para coxins com variação no diâmetro, a prática é a utilização do menor diâmetro.

- Tensão de compressão (kgf/cm^2) (GARBIM, 2013):

$$\sigma_c = \frac{P}{A_o} = E_c \varepsilon \quad (3)$$

Onde: P é a carga solicitante em Kgf; A_o é a área da secção transversal da peça antes da carga em cm^2 ; E_c é o módulo de elasticidade à compressão em kgf/cm^2 ; ε é a deflexão devida à solicitação da carga (adimensional).

- Módulo de elasticidade à compressão (kgf/cm^2) (GARBIM, 2013):

$$E_c = \frac{Pe_o}{\Delta l A_o} \quad (4)$$

Onde: Δl é a variação do comprimento do corpo de prova devido a compressão em cm.

- Encurtamento devido à solicitação da carga (cm) (GARBIM, 2013):

$$f = \frac{Pe_o}{A_o E_c} \quad (5)$$

- Encurtamento devido à solicitação da carga (cm) (GARBIM, 2013):

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta l}{e_o} \quad (6)$$

- Coeficiente de rigidez equivalente (kgf/cm) (GARBIM, 2013):

$$k_{eq} = \frac{P}{\Delta l} = \frac{E_c A_o}{e_o} \quad (7)$$

A rigidez equivalente é ocasionada por uma associação de molas (coxins).

- Energia absorvida na deformação (kgf.cm) (GARBIM, 2013):

$$T_p = \frac{P^2 e_o}{2E_c A_o} \quad (8)$$

Dimensionamento Dinâmico

A propriedade histerética da borracha evita o aumento da magnitude de vibração, dessa forma contribui para a segurança na operação do sistema, porém é imprescindível um dimensionamento assertivo do isolador (GARBIM, 2013).

Sabendo que $k_{eq} = F_m / \Delta l$ e $m_{eq} = P / g$, onde P é a força peso ou força sobre a mola, e g é a gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$), têm-se (GARBIM, 2013):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} = \sqrt{\frac{F_m/f}{P/9,81}} = \frac{31,3209}{\sqrt{\Delta l}} \quad (9)$$

Convertendo para rotações por minuto (RPM) (GARBIM, 2013):

$$n_n = \frac{299,093}{\sqrt{\Delta l}} \quad (10)$$

Convertendo em hertz (Hz) (GARBIM, 2013):

$$f_n = \frac{4,985}{\sqrt{\Delta l}} \quad (11)$$

Quando for necessário dimensionar um coxim de borracha tendo como dados de entrada a vibração excitadora e uma porcentagem máxima de vibração transmitida, pode-se definir por meio de tabelas relacionadas a um determinado material, qual o valor da razão e determinar o valor da frequência natural que satisfaça a condição. Uma vez encontrado o valor da frequência natural, poderá ser definida qual a deformação, que atenda a condição necessária e posteriormente, será possível dimensionar o coxim por meio do procedimento estático (GARBIM, 2013).

Vibração Ocupacional

As vibrações transmitidas ao corpo humano podem ser classificadas em dois tipos, de acordo com a região do corpo atingida (SOUZA, 2015):

- vibrações de corpo inteiro: são de baixa frequência e alta amplitude, situam-se na faixa de 1 a 80 Hz, mais especificamente 1 a 20 Hz. Estas vibrações são específicas para atividades de transporte e são afetas à norma ISO 2631;
- vibrações de extremidades (também conhecidas como segmentais, localizadas ou de mãos e braços): são as mais estudadas, situam-se na faixa de 6,3 a 1250 Hz, ocorrendo nos trabalhos com ferramentas manuais e normatizadas pela ISO 5349.

A análise de vibração ocupacional realizada no protótipo da equipe teve como objetivo identificar os vetores de vibrações transferidos para o condutor (operador), com o intuito de identificar as intensidades e comparar com os dados ideais, os quais não comprometam a saúde e a integridade física do piloto. Assim, foram identificados os dados de **Amr**, aceleração média resultante (em m/s^2), que corresponde à raiz quadrada da soma dos quadrados das acelerações médias, medidas segundo os três eixos ortogonais NHO-09 (2019),

definida pela equação:

$$Amr = \sqrt{(f_x am_x)^2 + (f_y am_y)^2 + (f_z am_z)^2} \quad (12)$$

Onde: am_j é a aceleração média com índice j relacionado às coordenadas x, y e z ; f_j é o fator de multiplicação com índice j relacionado às coordenadas x, y e z ; $f = 1,4$ para os eixos “x” e “y” e $f = 1,0$ para o eixo “z”.

Além da aceleração média resultante foi mensurado o **arep** (em m/s^2), aceleração resultante de exposição parcial (**arep_i**), que corresponde à aceleração média resultante representativa da exposição ocupacional relativa à componente de exposição “i”, ocorrida em uma parcela de tempo da jornada diária, considerando os três eixos ortogonais ROCHA e BASTOS (2017). Este parâmetro poderá ser resultado de uma média aritmética das acelerações obtidas cada vez que a componente de exposição é repetida, conforme a expressão que segue, porém o parâmetro **amr** é colhido diretamente no medidor que foi realizado o teste.

$$arep_i = \frac{1}{s} \sum_{k=1}^s amr_{ik} \quad (13)$$

Onde: amr_{ik} é a aceleração média resultante relativa à k-ésima amostra selecionada dentre as repetições da componente de exposição “i”;

s é o número de amostras da componente de exposição “i” que foram mensuradas.

Na sequência é definida a aceleração resultante (em m/s^2) de exposição (**are**), a qual corresponde à aceleração média resultante representativa da exposição ocupacional diária, considerando os três eixos ortogonais e as diversas componentes da exposição identificadas e de acordo com a literatura Rocha e Bastos (2017) e definida pela expressão que segue:

$$are = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^m n_i arep_i^2 T_i} \quad (14)$$

Onde: $arep_i$ é a aceleração resultante de exposição parcial; n_i é o número de repetições da componente de exposição “i” ao longo da jornada de trabalho; T_i é o tempo de duração da componente de exposição “i”, que pode ser em horas ou minutos ou segundos; m é o número de componentes de exposição compõem a exposição diária; T é o tempo de duração da jornada diária de trabalho.

Segundo a NHO-09 (2019), a aceleração resultante (em m/s^2) de exposição normalizada (**aren**) corresponde à aceleração resultante de exposição (**are**) convertida para

ANÁLISE DA VIBRAÇÃO ESTRUTURAL E OCUPACIONAL

uma jornada diária padrão de 8 horas, determinada pela na seguinte expressão:

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (15)$$

Onde: *are* é a aceleração resultante de exposição; *T* é o tempo de duração da jornada diária de trabalho expresso em horas ou minutos; $T_0 = 8$ horas ou 480 minutos.

Valor da dose de vibração resultante (**VDVR**) corresponde ao valor da dose de vibração (em m/s^2) representativo da exposição ocupacional diária, considerando a resultante dos três eixos de medição, que pode ser obtido por meio da expressão:

$$VDVR = \left[\sum_j (VDV exp_j)^4 \right]^{1/4} \quad (16)$$

Onde: $VDV exp_j$ é o valor da dose de vibração da exposição, representativo da exposição ocupacional diária no eixo “j”, sendo “j” igual a “x”, “y” ou “z”.

O Quadro (01) apresenta os critérios de julgamento e tomada de decisão a partir dos dados obtidos da análise ocupacional.

Quadro 01: Critério de julgamento e tomada de decisão.

aren (m/s^2)	VDVR ($m/s^{1,75}$)	Consideração técnica	Atuação recomendada
0 a 0,5	0 a 9,1	Aceitável	No mínimo manutenção da condição existente.
>0,5 a <0,9	> 9,1 a < 16,4	Acima do nível e ação	No mínimo adoção de medidas preventivas.
0,9 a 1,1	16,4 a 21	Região de incerteza	Adoção de medidas preventivas e corretivas visando à redução da exposição diária.
Acima de 1,1	Acima de 21	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medidas corretivas.

Fonte: Adaptada de NHO 09 (2019).

MATERIAIS E MÉTODOS

Instrumentação dos Ensaios

O método de montagem do acelerômetro no ponto de medição é um dos fatores mais críticos em obter resultados exatos das medidas de vibração práticas (SHOKROLLAHI, 2017). A montagem incorreta resulta em uma redução na frequência de ressonância, que pode severamente limitar a escala de frequência útil do acelerômetro (SHOKROLLAHI, 2017). O acelerômetro piezoelétrico utilizado é da marca Bruel & Kjaer, modelo 4338, com sensibilidade de 100 mV/g . O computador utilizado foi da marca Dell, modelo Inspiron 14

com processador Intel Core i7, 16GB e 128GB SSD. A Fig.(02) apresenta o sensor e o notebook utilizados.

Figura 02: Montagem e medição com sensor de vibração estrutural.



Fonte: Própria (2020).

O módulo multifuncional DAQ NI USB 6003 da National Instruments foi utilizado para aquisição dos sinais de vibração. Este módulo é disposto de 8 entradas analógicas de ± 10 VCC (AI0 foi utilizada e configurada em 5 VCC) com taxa de amostragem máxima de 100 kS/s (amostras por segundo) e 16 bits. Para cada ensaio foram utilizados 10.000 pontos com taxa de aquisição de 10kHz.

Para a realização das medições da vibração ocupacional de corpo inteiro foi utilizada uma almofada com um acelerômetro tri axial montada no encosto trazeiro do banco (espumado) do motorista. A Fig.(03) apresenta a almofada com o acelerômetro e o medidor que controla e registra as medições.

Figura 03: Montagem e medição com sensor de vibração ocupacional de corpo inteiro.



Fonte: Própria (2020).

Na vibração ocupacional foi utilizado um aparelho da marca Instrutherm, modelo MV-100, com display de LCD, escala de medição de $0,1-7000 \text{ m/s}^2$, com conversores A/D com resolução de 25 bits a 8 kS/s (amostras por segundo). O aparelho atende a norma ISO 2631-1, 2, 4:1997 (vibração de corpo inteiro) e apresenta uma sensibilidade de 100 mV/g, frequência de resposta de 0,5 Hz a 1 kHz ($\pm 5\%$). Utilizou-se o procedimento de medição estabelecido pela ISO 2631 e NHO-09.

O tacômetro utilizado para aferição e ajuste da rotação do motor, foi desenvolvido na concepção de sistema embarcado. O tacômetro dispensa o uso de sensores e dessa forma a rotação é calculada apenas com o sinal que a vela do motor emite no momento da ignição. A cada ciclo que o motor finaliza, ou seja, quatro tempos, o sistema imã/bobina gera dois pulsos para a vela de ignição (mais conhecido como motor de 720°). Com a medição de tempo entre o primeiro pulso de um ciclo e o primeiro pulso do ciclo seguinte, calcula-se a rotações (RPM) através de uma simples conversão de unidades de tempo. O circuito desenvolvido é composto por um optacoplador PC817, de forma que através dele é possível isolar a tensão vinda do motor, que gira em torno de 3KV, do circuito de aquisição de dados. Um resistor foi dimensionado a partir dessa tensão e da corrente nominal informada no datasheet do acoplador. Para a parte de aquisição de dados, há um resistor de pull-up, um CD4093B para garantir que a curva do sinal da vela se tornasse uma onda quadrada. Para o cálculo da rotação foi concebida uma programação para o microcontrolador Arduino Nano, em software Arduino INO, onde basicamente foi realizada a contagem de rotações utilizando uma função própria desta linguagem que conta o tempo de um pulso detectado para o outro seguinte. Para a validação da medição realizada pelo circuito, foi utilizado outro tacômetro calibrado do tipo óptico. O erro máximo da medição foi de apenas 1,66%.

Análise de Frequências

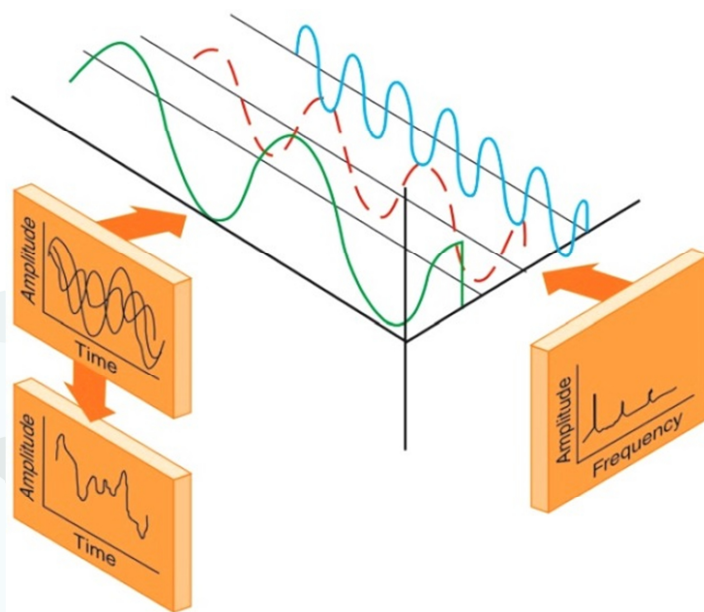
Entendendo que enquanto trafega, um veículo fica exposto a uma ampla faixa de frequência devido à constante variação de velocidade e da natureza das pistas e que estas vibrações são sentidas pelos usuários, o estudo do conforto devido aos movimentos vibratórios em veículos são realizados em uma faixa de frequência que vai de 1Hz até 100Hz. Dentro dessa faixa, é comum na indústria automobilística a subdivisão do fenômeno de “ride” em “ride” primário que compreende as frequências entre 1Hz a 7Hz e “ride” secundário compreendendo as frequências entre 7Hz e 100Hz. Nesta última faixa de frequência atuam às vibrações originárias do motor, sistema de trem de força, modos de vibração da carroceria e movimentação da suspensão do veículo (DUARTE, 2010).

O movimento vertical é a resposta do veículo às mudanças do perfil da pista em que trafega, ocorrendo em baixas frequências e nas faixas dos modos de vibração da suspensão. Atualmente considera-se aceitável a frequência de “ride” pela indústria automobilística valores entre 1,2Hz a 1,6Hz (DUARTE, 2010). Para veículo “off-road”, toma-se o valor máximo de 1,6Hz para análise. No que se refere ao espectro das vibrações elas podem ser divididas de acordo com a frequência sendo “ride” de 0 a 25Hz e ruído variando de 25Hz a 20.000Hz. As vibrações induzidas pelo trem de força (“powertrain shake”) ocorrem em uma faixa de frequência entre 7Hz a 25Hz, sendo subdividido em vibrações induzidas de baixa frequência, compreendidas entre 7Hz e 12Hz, e vibrações induzidas de alta frequência, aquelas entre 12Hz e 25Hz.

Estas faixas de frequências foram analisadas a partir da transformada de Fourier. Inicialmente houve uma série de testes para observar o melhor local para fixação do acelerometro. O local escolhido permitiu a visualização da frequência do ride, trem de força e dos ruídos com clareza. Bem como a amplitude destas frequências ficaram compatíveis com as amplitudes observadas na vibração ocupacional.

O processo de análise espectral se inicia com a aquisição do sinal a ser avaliado, no domínio do tempo, sendo este transformado para o domínio da frequência geralmente aplicando-se a Transformada de Fourier (SENA, 2015). Na Fig. (04) um sinal é representado no domínio do tempo e no domínio da frequência.

Figura 04: Representação de um sinal no domínio do tempo e no domínio da frequência.



Fonte: Mathias e Da Costa (2008).

O cálculo da FT poderá ser realizado por meio de um número finito de operações aritméticas de números complexos, denominada Transformada Discreta de Fourier (DFT, do inglês Discrete Fourier Transform) (SENA, 2015). Considerando-se N amostras do sinal no domínio do tempo, denotadas $f(k)$, com $k = 0, 1, 2, \dots, N-1$, a DFT é dada por um conjunto de N amostras do sinal no domínio da frequência, denotadas por $F(n)$, $n = 0, 1, 2, \dots, N-1$ e definidas pela Eq.(17).

$$F(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} f(k) e^{-j \frac{2\pi nk}{N}} \quad (17)$$

A Transformada Rápida de Fourier (FFT, do inglês Fast Fourier Transform) é um algoritmo eficiente para se calcular a transformada discreta de Fourier e a sua inversa. Os resultados da aplicação da FFT informam sobre a composição média das frequências, calculadas considerando todo o tempo de duração do sinal (comportamento global médio) (SENA, 2015).

RESULTADOS E DISCUSSÃO

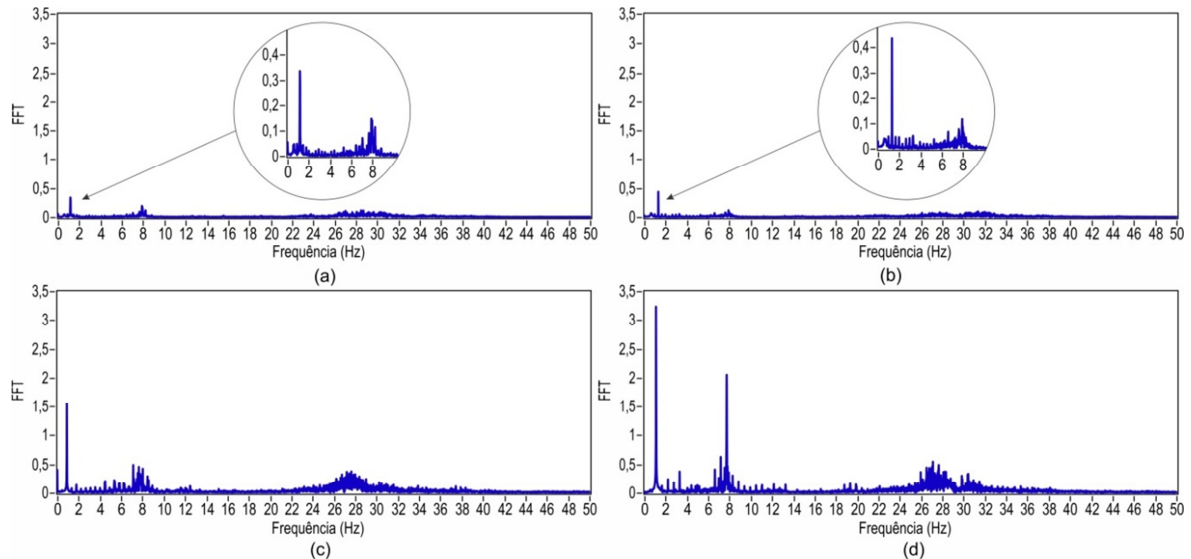
Caracterização das Vibrações Sem o Isolamento

A Fig.(05) apresenta os sinais da FFT das rotações propostas, onde é possível observar na Fig.(05d) a amplitude de $3,3 \text{ m/s}^2$ para a rotação de 4000 RPM. Este resultado foi considerado coerente em comparação com o sensor de vibração ocupacional, $2,78 \text{ m/s}^2$, pois este último sofre isolamento da estrutura por meio da espuma do banco e também devido a vibração global ocupacional estar sendo medida em uma posição diferente da estrutural. Observa-se também as pequenas amplitudes vibracionais, nos valores de $0,32 \text{ m/s}^2$ e $0,42 \text{ m/s}^2$, nas rotações de 1600 e 2400 RPM, respectivamente. Quando o veículo é acelerado a 3200 RPM, a amplitude da vibração vai a $1,51 \text{ m/s}^2$, aumentando em 3,59 vezes a amplitude observada em 2400 RPM, e quando acelerado a 4000 RPM, observa-se um aumento de 2,18 vezes em relação a amplitude com 3200 RPM. Neste sentido, o sistema de isolamento e todo o cálculo de dosagem da vibração ocupacional, se concentrou na maior rotação, pouco embora durante uma competição, haja uma variação de rotações do motor. Trata-se portanto, de uma estimativa baseada na rotação mais preocupante ocupacionalmente, para que a partir da atenuação desta, as rotações mais baixas, entre 2400 e 4000 RPM, também possam sofrer atenuações.

Observou-se que o funcionamento do motor em 1600 RPM estava bastante irregular, devido ao motor ficar na eminência de desligamento, ou ainda devido à vibração ocasionar

desajuste no mecanismo de regulação provocando uma variação de rotação.

Figura 05 - Espectros com motor funcionando sem isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM.



Fonte: Própria (2020).

Os dados obtidos da exposição ocupacional (sem isolamento) relacionados às Vibrações de Corpo Inteiro (VCI) realizados no protótipo com 4000 RPM, apresentaram os seguintes resultados: $am_r = 2,78 \text{ m/s}^2$, $are_p = 2,78 \text{ m/s}^2$ e $are = 0,36 \text{ m/s}^2$. Com esses dados à dose de vibração diária $VDVR = 12,5 \text{ m/s}^{1,75}$ para 4 horas de exposição no equipamento. Observando a Quadro (01), o valor de VDVR em $12,5 \text{ m/s}^{1,75}$ está acima do nível de ação. O objetivo da seleção do coxim será trabalhar com um VDVR abaixo de $5 \text{ m/s}^{1,75}$, ou seja, será necessária uma redução mínima de 60% para o alcance desta meta, porém se os resultados estiverem dentro do range de 0 a $9,1 \text{ m/s}^{1,75}$, poderá ser creditado como aceitável.

Dimensionamento de Coxim

Observando os coxins comerciais disponíveis, escolheu-se o catálogo de uma determinada marca por trazer dados técnicos básicos sobre os produtos, necessários para o cálculo de seleção, conforme a Tab.(01). Na Fig.(06) é apresentado o coxim selecionado e a forma de montagem no veículo.

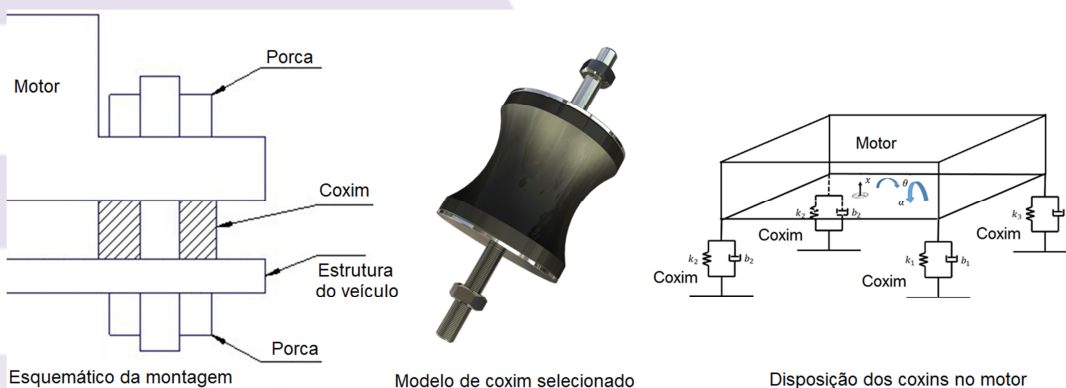
A partir da indicação do fabricante para o uso do Coxim nº 1, é possível prever a capacidade de atenuação para a aplicação. Os dados abaixo serão utilizados para solucionar o problema vibracional: rotação do motor: 4000 RPM; peso do motor: 25 Kg; quantidade de coxins em paralelo: 4; dimensões do coxim: $\phi_{inf} = 23 \text{ mm}$, $\phi_{sup} = 30 \text{ mm}$ e $e_o = 30 \text{ mm}$; tipo de borracha: natural com 60 shore A; tipo de esforço: compressão.

Tabela 01: Especificações da linha de coxins em borracha natural.

Capacidade de carga		Diâmetro da Cintura e externo	Altura da Borracha	Dureza da Borracha	Deflexão
Compressão	Tração e Cisalhamento				
10 – 70 kgf	2(T) ou 4(C) – 14 kgf	23 – 30 mm	30 mm	60 shore A	1,4 mm / 70 kg
70 – 150 kgf	14 – 30 kgf	39 – 50 mm	50 mm	60 shore A	1,8 mm / 150 kg
150 – 250 kgf	30 – 50 kgf	52 – 70 mm	70 mm	60 shore A	2,3 mm / 250 kg

Fonte: Adaptado de Vibra-stop (2019).

Figura 06: Esquemático de montagem e modelo dos coxins selecionados.



Fonte: Própria (2020).

A partir da tabela de valores do módulo de elasticidade para borracha com dureza entre 30 e 75 Shore A baseados na norma ASTM-D-1415-88, o módulo de elasticidade “ E_c ” para borracha com dureza de 60 shore A é de 35,22 Kgf/cm². A força axial sobre cada coxim será:

$$P_{coxim} = \frac{P_{total}}{N_{coxins}} = \frac{25 Kg}{4} = 6,25 Kgf \quad (18)$$

A área da secção transversal (diâmetro inferior) do coxim calculada é obtida a partir da Eq.(19). Observe a mudança de notação onde o diâmetro do coxim, anteriormente citado como d (coxim cilíndrico), adota a nomenclatura ϕ . Isso ocorreu devido ao coxim selecionado possuir uma geometria côncava em formato de carretel, havendo um diâmetro superior “ ϕ_{sup} ” e um inferior “ ϕ_{inf} ”.

$$A_o = \frac{\pi \phi_{inf}^2}{4} = \frac{\pi (2,3 cm)^2}{4} = 4,15 cm^2 \quad (19)$$

A deformação devido a carga em cada coxim será:

$$\Delta l = \frac{P_{\text{coxim}} e_o}{E_c A_o} = \frac{6,25 \text{Kgf} \times 3 \text{cm}}{35,22 \text{Kgf/cm}^2 \times 4,15 \text{cm}^2} = \frac{18,75 \text{cm}}{146,16} = 0,128 \text{cm} = 1,28 \text{mm} \quad (20)$$

O cálculo da porcentagem de deformação relativa à altura e_o é realizado pela expressão:

$$e_o(\%) = \frac{\Delta l}{e_o} \times 100 = \frac{0,128 \text{cm}}{3 \text{cm}} \times 100 = 4,28\% \quad (21)$$

A tensão de trabalho à compressão do coxim é calculada por:

$$\sigma_c = \frac{P_{\text{coxim}}}{A_o} = \frac{6,25 \text{Kgf}}{4,15 \text{cm}^2} = 1,51 \text{Kgf/cm}^2 \quad (22)$$

Comparando a tensão de trabalho com valores da tensão específica de compressão para diversos tipos de borracha, conforme Garbim (2013), onde a tensão específica para borracha natural (NR, do inglês Natural Rubber) é de 5,3 Kgf/cm², conclui-se que o dimensionamento é satisfatório. Garbim (2013) apresenta valores calculados na base de 15% de deformação (dinâmica) com fator de segurança fixado na faixa de 30% abaixo da ressonância teórica do corpo de prova. Segundo a literatura, a tensão de ruptura à compressão para esta borracha é de aproximadamente 140 Kg/cm².

O Cálculo do coeficiente de rigidez da borracha do coxim, em trabalho:

$$k_{\text{trab}} = \frac{P_{\text{coxim}}}{\Delta l} = \frac{6,25 \text{Kgf}}{0,128 \text{cm}} = 48,83 \text{Kgf/cm} \quad (23)$$

O Cálculo da frequência rotacional natural admitida pelo coxim:

$$n_n = \frac{299,093}{\sqrt{\Delta l}} = \frac{299,093}{\sqrt{0,128 \text{cm}}} = 835,45 \text{RPM} \quad (24)$$

Cálculo da razão de vibração transmitida:

$$X_{\text{transm}} = \frac{n_e}{n_n} = \frac{4000 \text{RPM}}{835,45 \text{RPM}} = 4,79 \quad (25)$$

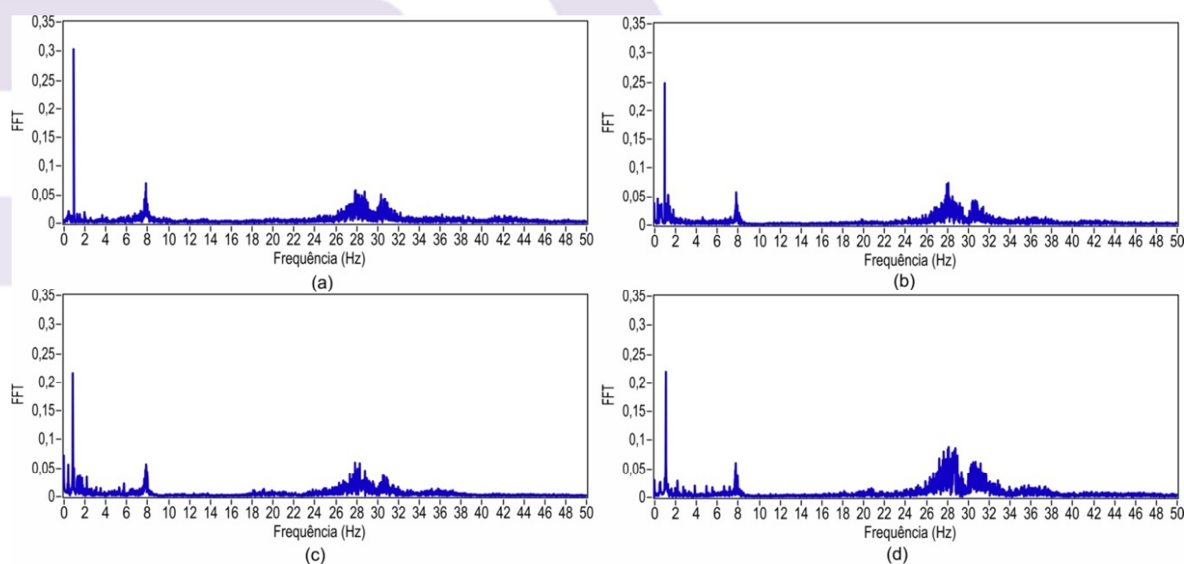
Conforme Garbim (2013), observa-se que a vibração transmitida é menor que 7,0% da vibração de excitação, e o amortecimento é maior que 93,3% aproximadamente.

Caracterização das Vibrações Com o Isolamento

Após a instalação dos coxins, observou-se uma grande redução nas amplitudes da

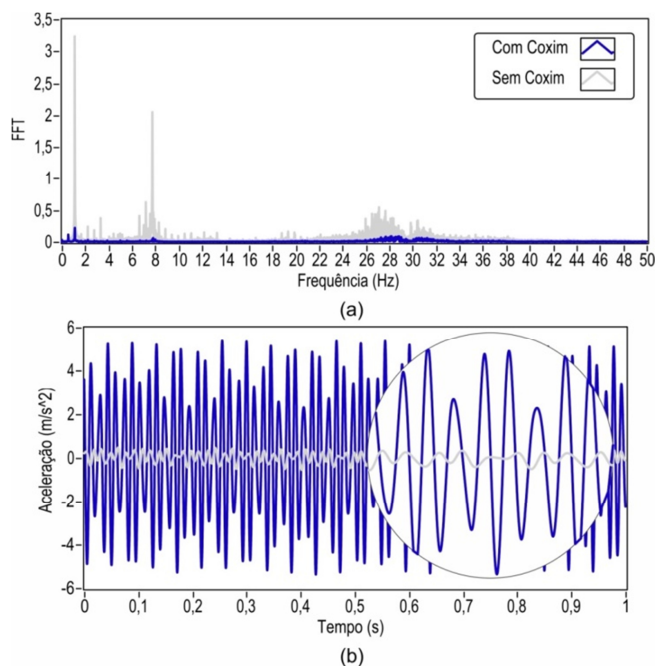
vibração global, principalmente no “ride”. A Fig.(07) apresenta os sinais da FFT das rotações propostas, onde é possível observar na Fig.(07d) a amplitude de $0,22 \text{ m/s}^2$ para a rotação de 4000 RPM. Estes resultados, para todas as rotações, também foram considerados coerentes com os valores apresentados na vibração ocupacional, embora não sejam exatamente iguais devido à espuma do banco, que funciona como um isolamento da estrutura e o condutor do veículo. Houve, portanto, para a vibração estrutural a 4000 RPM uma redução de 93,33% na amplitude. A Fig.(08) apresenta um comparativo dos sinais da FFT com a rotação do motor em 4000 RPM, bem como um comparativo das acelerações nesta rotação, antes e depois da instalação dos coxins.

Figura 07: Espectros com motor funcionando com isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM.



Fonte: Própria (2020).

Figura 08: Comparativos à 4000 RPM, com e sem a instalação de isoladores: a) espectros da vibração, b) amplitude das acelerações.



Fonte: Própria (2020).

Os dados obtidos na exposição ocupacional após a instalação dos isoladores são apresentados na Tab.(02).

Tabela 02: Análise da vibração ocupacional pós coxins.

RPM	are (m/s^2)	aren (m/s^2)	VDVR ($m/s^{1,75}$)
1600	0,041	0,029	2,414
2400	0,025	0,018	1,450
3200	0,020	0,014	1,193
4000	0,022	0,016	1,310

Fonte: Própria (2020).

Observa-se portanto, que para todas as rotações, especialmente as rotações entre 2400 e 4000 RPM, houveram atenuações significantes. Observando o Quadro (01), o valor de VDVR em $1,310 m/s^{1,75}$ está bem abaixo do nível de ação.

CONCLUSÕES

Inicialmente o veículo foi analisado sem coxim para verificação da vibração estrutural e ocupacional. Na condição de marcha lenta em 1600 RPM, a estrutura apresentou baixos níveis de vibração estrutural não promovendo também problemas ocupacionais. Na faixa de rotação que o veículo trabalha durante uma competição, entre os 3200 RPM e 4000 RPM, a estrutura e consequentemente a vibração ocupacional, apresentou níveis de vibração

muito elevados segundo a norma NHO 09. Quando o veículo é acelerado a 3200 RPM, a amplitude da vibração estrutural vai a $1,51 \text{ m/s}^2$, aumentando em 3,59 vezes a amplitude observada em 2400 RPM. Quando acelerado a 4000 RPM, observa-se um aumento de 2,18 vezes em relação à amplitude com 3200 RPM, chegando a $3,3 \text{ m/s}^2$. Esta vibração foi considerada danosa apresentando um valor de VDVR em $12,5 \text{ m/s}^{1,75}$. Houve a partir destes valores, o dimensionamento do isolamento necessário para atenuação baseada na norma NHO 09. A análise após a inserção dos coxins apresentou uma atenuação de 93,33% na amplitude da vibração estrutural para 4000 RPM, e atenuações em acima de 60% em toda a faixa de funcionamento do motor. Estas atenuações garantiram níveis aceitáveis para a exposição ocupacional diária segundo o critério de julgamento e tomada de decisão da norma NHO 09.

REFERÊNCIAS

DUARTE, M. D. R. **Simulação de Ride Primário e Secundário Através do Uso de Carregamento de Pista**. São Paulo, 2010. 127f. Dissertação (Engenharia Mecânica). Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, USP, 2010.

GARBIM, J.V. **Molas e Coxins de Borracha: Dimensionamento Estático**. Centro de Estudos e Inovação (CENNE), 2013.

GARCIA, M.C. **Análise Experimental da Dinâmica de um Coxim com Óleo e Sem Óleo**. Monografia (Engenharia Mecânica). Universidade Tecnológica Federal do Paraná, UTFPR, Ponta Grossa, 2017.

LOPES, M.H. et al. Influência da Borracha do Coxim na Vibração Global do Motor de um Veículo Tipo Baja SAE. [Anais]. XVIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial (CONEMI). vol. 1, pp. 1-8, 2018.

MARIN, B. **Aplicação de Redes Neurais Artificiais na Modelagem Matemática do Comportamento Dinâmico de um Isolador Viscoelástico**. Dissertação (Engenharia Mecânica). Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 2019.

MARTINS, T. **Análise Modal de Vibrações de um Motor de Combustão Interna: Enfoque em um Sistema Monocilíndrico de Quatro Tempos**. 2017. 50f. Monografia (Engenharia Mecânica), Universidade Tecnológica Federal do Paraná, UTFPR, 2017.

MATHIAS, M.H.; DA COSTA, C. 2008. **Análise de Vibrações Mecânica com FPGA**. Revista Saber Eletrônica, Vol. 429. Outubro 2008. il. color.

Ministério do Trabalho e Emprego BRASIL. **NHO 09: Avaliação da Exposição Ocupacional de Vibrações de Corpo Inteiro**, 2019.

RAMOS, L.L.L. **Quantificação da Vibração em Motoristas e Passageiros em Veículos Automotivos de Passeio**. Monografia (Engenharia Automotiva). Universidade de Brasília, UnB, Brasília, 2018.

ROCHA, R.; BASTOS, M. **Higiene Ocupacional ao Alcance de Todos**. Autografia, 2017. ISBN 8551800132.

SALAMANI, J.C. **Análise de Risco e Aumento da Confiabilidade de Motores Otto com Relação às Falhas Esporádicas e de Difícil Diagnóstico**. Tese (Engenharia Mecatrônica). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, USP, São Paulo, 2018.

SENA, A.P.C. **Diagnóstico de Avarias em Transmissão por Engrenagens Baseado na Corrente do Motor de Indução e Entropia Wavelet**. 114f. Tese (Engenharia Mecânica), Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa - PB, Brasil, 2015.

SHOKROLLAHI, S. et al. An Investigation into the Accelerometer Mounting Effects on Signal Transmissibility in Modal Measurements. *Scientia Iranica, Transactions B: Mechanical Engineering* 24, pp. 2436-2444, 2017.

SOUZA, F.R. **Avaliação da Exposição à Vibração e do Espaço Envolvente do Operador de Escavadeira Hidráulica com Enfoque na Ergonomia e Segurança**. 98 f. Dissertação (Ergonomia), Universidade Federal de Pernambuco, UFPE, Recife, 2015.

VIBRA-STOP. 2019. **Catálogo de Produtos**. São Paulo.