



**INSTITUTO  
FEDERAL**  
Pernambuco

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco

Campus Caruaru

Graduação em Engenharia Mecânica

**JEFFERSON JOSÉ DA SILVA LIRA**

**ANÁLISE DA VIBRAÇÃO ESTRUTURAL E OCUPACIONAL DO  
ISOLAMENTO DO MOTOR EM VEÍCULO BAJA SAE.**

CARUARU

2020

JEFFERSON JOSÉ DA SILVA LIRA

**ANÁLISE DA VIBRAÇÃO ESTRUTURAL E OCUPACIONAL DO  
ISOLAMENTO MOTOR EM VEÍCULO BAJA SAE.**

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Instituto de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco, como parte dos requisitos necessários para à obtenção do título de Graduação em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Doutor Alexander Patrick Chaves de Sena.

CARUARU

2020

L768a

Lira, Jefferson José da Silva

Análise da vibração estrutural e ocupacional do isolamento motor em veículo BAJA SAE/ Jefferson José da Silva Lira; orientação de Alexander Patrick Chaves de Sena. – Caruaru, 2020.  
92 f.

Trabalho de Conclusão de Curso – (Graduação em Engenharia Mecânica) Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Curso de Engenharia Mecânica, 2020.

1. Vibração. 2. Isolamento térmico. 3. Motores de combustão interna. 4. Veículos a motor. 5. Engenharia Mecânica - IFPE. I. Sena, Alexander Patrick Chaves de. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco. III. Trabalho de Conclusão de Curso. IV. Título.

CDD: 621.1

CDU: 621

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por me guiar todos esses anos de estudos e me fazer forte nos momentos difíceis e mesmo desacreditado que ia dar certo às vezes, me manteve perseverante sempre.

A minha mãe, Maria Adeilda, por todo amor, carinho e cuidado que sempre teve comigo nos mínimos detalhes por todos esses anos de dedicação para a minha formação educacional.

Ao meu pai, Severino José, que sempre me ajudou com tudo que podia, e sem ele eu não teria condições de concluir o curso.

Um agradecimento especial a todos que fizeram parte comigo da equipe Bajagreste do IFPE-Campus Caruaru, pois foi lá que vi a possibilidade de realmente ser um engenheiro mecânico, desenvolvendo tanto o lado profissional assim como o lado pessoal e humano.

Ao meu orientador Professor Doutor Alexander Patrick Chaves de Sena por toda ajuda em todas as dificuldades que tive para desenvolver o projeto. Meu muito obrigado professor.

Ao professor Ricardo Henrique pelo apoio dado nos testes de vibração ocupacional e ao professor Diniz Junior pelo acompanhamento em todos os anos que fui participante da equipe Bajagreste.

A minha companheira Karollayne Rodrigues que acompanhou grande parte da minha jornada e sabe de todos os desafios e dificuldades que enfrentei, assim como todas as minhas vitórias.

Aos meus amigos Erivaldo Pereira e Luan Ewerton que nas horas difíceis do final do curso sempre estiveram do meu lado e que além de colegas de faculdade se tornaram irmãos que levarei comigo sempre.

A todos os outros professores que fizeram parte da minha formação acadêmica e me ajudaram a ser o engenheiro mecânico que sou hoje.

A todos os outros colegas de faculdade com quem tive a oportunidade de dividir aulas, trabalhos, conversas, viagens e até almoços na pequena área de convivência da faculdade.

A todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente para a minha formação acadêmica.

*“A mente que se abre a uma nova  
ideia jamais voltará ao seu tamanho  
original.”*

**Albert Einstein.**

## RESUMO

Este trabalho aborda um estudo relacionado à suspensão do motor de combustão e as vibrações globais que são transmitidas a carroceria e ao condutor de um veículo de competição tipo baja SAE. As vibrações foram avaliadas nas condições de marcha lenta (1600RPM), 2400RPM, 3200RPM e na máxima rotação (4000RPM). Buscou-se isolar as vibrações provindas do motor quando em regimes de giro próximos da máxima, que geram vibrações de baixa frequência entre a fonte emissora das vibrações (motor) e o receptor dessas vibrações (estrutura-homem), e que causam desconforto ao piloto. Especificamente, são apresentadas as análises do protótipo sem os coxins, constatando-se os altos níveis de exposições vibracionais; o processo de seleção de coxins comerciais de acordo com as limitações da vibração ocupacional; as análises com a instalação dos coxins verificando a eficiência do isolamento. Foram coletados sinais de vibração em diversos pontos da estrutura para percepção do melhor local para fixação de um acelerômetro. Inicialmente, são apresentadas as principais fontes de ruídos e vibrações veiculares bem como as formas de transmissão. São apresentados, também, tipos de suspensão de motor, isoladores de vibração atualmente utilizados, materiais dos isoladores, teoria sobre vibrações e isolamento. Os resultados experimentais apresentam todas as condições de funcionamento propostas, a sequência dos testes, os procedimentos e os instrumentos utilizados. A análise pós coxins apresentou, conforme os cálculos de seleção, uma atenuação de 93,33% na amplitude da vibração estrutural.

**Palavra-Chave:** Isoladores. Vibração ocupacional. Vibração estrutural. Coxim.

## ABSTRACT

This work deals with a study related to the combustion engine suspension and the global vibrations that are transmitted to the body and the driver of a SAE baja competition vehicle. The vibrations were evaluated at idle conditions (1600RPM), 2400RPM, 3200RPM and at maximum rotation (4000RPM). We sought to isolate the vibrations coming from the engine when in rotation regimes close to the maximum, which excite low frequency resonances between the source emitting the vibrations (engine) and the receiver of these vibrations (man-structure), and causing discomfort to the pilot. Specifically, the analyzes of the prototype without the cushions are presented, verifying the high levels of vibrational exposures; the process of selecting commercial cushions according to the limitations of occupational vibration; the analyzes with the installation of the cushions verifying the efficiency of the insulation. Vibration signals were collected at various points in the structure to perceive the best location for fixing an accelerometer. Initially, the main sources of vehicle noise and vibrations are presented, as well as the forms of transmission. Types of engine suspension are also presented, currently used vibration isolators, insulator materials, vibration and insulation theory. The experimental results show all the proposed operating conditions, the sequence of tests, the procedures and the instruments used. The post-cushion analysis showed, according to the selection calculations, a 93.33% attenuation in the structural vibration amplitude.

**Keywords:** Insulators. Occupational vibration. Structural vibration. Cushion.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Sistema rotativo desbalanceado com 1 GDL.....	5
Figura 2.2 - Resposta total de um sistema forçado.....	9
Figura 2.3 - a) Fator de Amplificação, b) ângulo de fase.....	10
Figura 2.4 - a) Sistema com movimento na base, b) Força atuante na massa. ....	12
Figura 2.5 - “ride” do ponto de vista de sistemas dinâmicos. ....	14
Figura 2.6 - Forças de excitação em um motor de combustão interna. ....	15
Figura 2.7 - Torque resultante de motor 4 tempos e 4 cilindros.....	17
Figura 2.8 - Transmissibilidade (TF) de um sistema de 1 grau de liberdade com excitação periódica. ....	21
Figura 2.9 - Isolamento de um sistema de isoladores.....	22
Figura 2.10 - Exemplos de modos de aplicação de carga sob coxins de borracha. 22	
Figura 2.11 - a) Coxim de borracha prismático quadrangular, b) coxim de borracha cilíndrico.....	24
Figura 2.12 - a) Corpo de prova submetido ao ensaio de tração, b) Gráfico tensão x deformação do corpo de prova ensaiado. ....	25
Figura 2.13 - coxim de borracha solicitado por cisalhamento.....	28
Figura 2.14 - Diferentes frequências de ressonância do corpo humano.....	30
Figura 3.1 - Protótipo baja SAE da Equipe Bajagreste .....	36
Figura 3.2 - Motor Brings & Stratton série 20. ....	37
Figura 3.3 - Vibrações globais na estrutura do baja. ....	37
Figura 3.4 - O acelerômetro fornece sinais de tensão de saída proporcionais à força da vibração no cristal piezo-elétrico.....	39
Figura 3.5 - Esquema de um instrumento sísmico.....	40
Figura 3.6 - Esquema de um sistema de aquisição de dados. ....	41
Figura 3.7 - Montagem e medição com sensor de vibração estrutural. ....	42
Figura 3.8 - Módulo de aquisição de dados utilizado: a) dispositivo, b) esquema de portas de entradas e saídas.....	44
Figura 3.9 - Fluxograma do algoritmo de aquisição.....	46
Figura 3.10 - Implementação em LabView® do algoritmo de aquisição de amostras. ....	47
Figura 3.11 - Implementação em LabView® do algoritmo de análise vibracional. 48	



Figura 3.12 - Montagem e medição com sensor de vibração ocupacional de corpo inteiro.....	49
Figura 3.13 - Direção dos eixos ortogonais para medição de vibração na posição sentado.....	50
Figura 3.14 - Curva do sinal da vela do motor através do osciloscópio.....	51
Figura 3.15 - Gráfico comparativo das medições dos tacômetros.....	51
Figura 3.16 - Representação de um sinal no domínio do tempo e no domínio da frequência. ....	52
Figura 3.17 - Princípio da decomposição de um sinal via FT: a) Sinal original,b) Decomposição do sinal original em suas componentes senoidais.....	53
Figura 3.18 - Processo básico de decomposição Multiresolução. ....	56
Figura 3.19 - Princípio da decomposição de um sinal via análise multiresolução: a) Sinal original, b) Decomposição do sinal original em suas componentes de aproximação e detalhe em três níveis. ....	57
Figura 3.20 - Banco de filtros e árvore de filtros com decomposição em três níveis. ....	58
Figura 4.1 - Espectros a 4000 RPM obtidos sem isoladores: a) na base da bandeira, b) no apoio da suspensão, c) no encaixe da antena, d) pontos de fixação do sensor no carro.....	61
Figura 4.2 - Acelerações com motor funcionando sem isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM. ....	63
Figura 4.3 - Espectros com motor funcionando sem isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM. ....	63
Figura 4.4 - Esquemático de montagem e modelo dos coxins selecionados. ....	64
Figura 4.5 - Acelerações com motor funcionando com isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM. ....	67
Figura 4.6 - Espectros com motor funcionando com isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM. ....	67
Figura 4.7 - Comparativos à 4000 RPM, com e sem a instalação de isoladores: a) espectros da vibração, b) amplitude das acelerações.....	68

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Critério de julgamento e tomada de decisão. ....	34
Tabela 4.1 - Especificações da linha de coxins em borracha natural. ....	64
Tabela 4.2 - Análise da vibração ocupacional pós coxins. ....	68

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</b>	
1.1. CONSIDERAÇÕES INICIAIS.....	01
1.2. OBJETIVOS.....	03
1.2.1. Objetivos Gerais.....	03
1.2.2. Objetivos específicos.....	03
1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	04
<b>CAPÍTULO 2 - FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE VIBRAÇÕES</b>	
2.1. TEORIA DA VIBRAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS.....	05
2.1.1. Modelamento em Parâmetros Concentrados.....	05
2.1.2. Transmissibilidade.....	11
2.1.3. Introdução ao Controle Passivo.....	12
2.2. DINÂMICA VEICULAR.....	13
2.2.1. Fontes e Mecanismos de Vibrações em Veículos.....	13
2.2.2. Sistema de Isolamento de Motor à Combustão.....	16
2.2.3. Molas e Coxins de Borracha.....	23
2.3. VIBRAÇÃO OCUPACIONAL.....	30
<b>CAPÍTULO 3 – DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL E ANÁLISE DE DADOS</b>	
3.1. DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL.....	35
3.1.1. Objeto de Estudo: Bajagreste.....	35
3.1.2. Medição da Vibração Estrutural.....	38
3.1.3. Instrumentação Virtual.....	43
3.1.4. Medição da Vibração Ocupacional.....	48
3.1.5. Medição da Rotação.....	50
3.2. ANÁLISE DE SINAIS.....	52
3.2.1. Análise Utilizando a Transformada de Fourier.....	52
3.2.2. Análise Utilizando a Transformada Wavelet.....	54
<b>CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	
4.1. CARACTERIZAÇÃO DA VIBRAÇÃO SEM ISOLADOR.....	60
4.1.1. Vibração Estrutural.....	60
4.1.2. Vibração Ocupacional.....	63
4.2. SELEÇÃO DE COXIM COMERCIAL.....	64
4.3. CARACTERIZAÇÃO DA VIBRAÇÃO COM ISOLADOR.....	66
4.3.1. Vibração Estrutural.....	66
4.3.2. Vibração Ocupacional.....	68
<b>CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES</b>	
5.1. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	69
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>71</b>

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

Os Motores de Combustão Interna (MCI) estão sujeitos a uma combinação de três forças que geram vibrações e ruídos: a força de combustão, a força de inércia e a força de impacto. Este componente veicular é sem dúvida a principal fonte de vibração on-board, pois através do motor, as vibrações serão transmitidas à carroceria e percebidas pelos ocupantes. As forças de empuxo resultam da variação da pressão da mistura na câmara de combustão e agem nas paredes da câmara e cabeça do pistão. As forças da mistura agem sobre o pistão produzindo forças laterais e forças no mancal do eixo de manivelas. As forças de inércia assim como as forças de desbalanceamento causam esforços externos no mancal do eixo de manivelas e nas paredes dos cilindros. As forças de impacto resultam da combinação das forças de combustão e inércia e são geradas devido às folgas naturais das partes móveis que batem na estrutura do motor (COSTA, 2003).

A vibração forçada se manifesta sempre que ocorre uma força de excitação (PARREIRA, 2009). A amplitude da vibração é função da intensidade da força de excitação, da massa, da rigidez e do amortecimento do sistema (PARREIRA, 2009). Em um sistema rotativo, a vibração ocorre sempre que o centro de massa não coincide com o centro de rotação (PARREIRA, 2009). Segundo Franchini (2007) as vibrações não planejadas são indesejáveis devido ao aumento das perdas de energia que as acompanham, sendo importantes a eliminação ou a redução destas, através de projetos adequados.

O excesso vibracional pode acelerar as taxas de desgaste dos componentes do motor, além de danificá-lo. A vibração pode também provocar ruído, o que em um nível elevado pode ocasionar problemas de segurança. Outro fator diretamente ligado à vibração é o consumo energético que tende a aumentar. Em casos mais extremos, a vibração pode ocasionar a parada súbita de equipamentos, devido ao desgaste excessivo ou desprendimento de peças (LOPES, 2018). Alguns componentes podem não só transmitir como também

amplificar os níveis de ruído e vibrações que chegam aos ocupantes do veículo. Existe uma grande preocupação dos projetistas de veículos 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 (COSTA, 2003).

A exposição direta a vibração por tempo prolongado é reconhecida como um fator que acelera as dores nas costas e problemas relacionados à hérnia de disco (FRANCHINI, 2007). Para quantificação dos efeitos vibracionais ocupacionais ao corpo humano, podem-se utilizar os parâmetros: direção, aceleração, tempo de exposição e frequência de excitação, que o corpo humano é exposto. Existem normas que recomendam o tempo limite de exposição para um determinado espectro de vibrações para que o indivíduo não sofra algum problema de saúde. As normas são específicas para cada situação como, por exemplo, o indivíduo sentado ou em pé, ou para as vibrações das mãos, entre outras (COSTA, 2003). As vibrações ocupacionais são amplamente reconhecidas como fator de risco para trabalhadores, e para a redução dos níveis vibracionais, geralmente é utilizado um elemento conhecido como isolador para absorção máxima delas (LOPES, 2018). Sendo o motor uma fonte que irradia ruído e excita a carroceria do veículo com vibrações através dos seus pontos de fixação ao chassi, o isolador atua como um elemento filtrante, atenuando a transmissão da vibração.

Os sistemas de controle de vibração são aplicados em estruturas com o objetivo de evitar ou diminuir os danos causados por níveis de amplitude críticos. Os métodos de controle passivo de vibração lidam diretamente com as propriedades físicas da estrutura, como a rigidez estrutural, massa e amortecimento. Esse controle deve agir através da adição de um elemento passivo, que é um dispositivo cuja função não depende de uma fonte de energia externa (AQUINO, 2011). Os dispositivos usados nesse tipo de controle dissipam a energia cinética que é desenvolvida quando há movimento ou excitação da estrutura. Essa técnica tem a vantagem de ser econômica, de baixa manutenção e alto grau de confiabilidade (MORAES *et al.* 2019).

Os coxins de fixação do motor, que consiste em isoladores e seus suportes, tem a importante função de isolar as vibrações e ruídos provenientes do motor, além da função de sustentação do conjunto motopropulsor. Os isoladores são componentes de borracha (vulcanização) e metal e sua complexidade depende de sua aplicação, limitando-se ao custo do projeto (COSTA, 2003). De acordo com Yunhe, Naganathan e Dukkipati (2001), um típico sistema de isolamento do motor é composto por coxins apoiados na carroceria, a qual realiza o papel de base ou fundação. Segundo Barbetti (2005) para atenuar a vibração em baixa

frequência gerada pela força resultante do motor em trabalho, é desejável um conjunto de coxins com baixa rigidez dinâmica e baixo amortecimento.

Para Antonioli (1999), o nível global de vibração, é uma das melhores formas de avaliação e desempenho de equipamentos rotativos que consiste em medir a frequência sem filtro do sinal vibratório, podendo-se referir a um valor eficaz ou valor RMS (raiz média quadrática) do sinal, enviado pelo sensor que monitora o fenômeno. As medições sistemáticas visam avaliar a intensidade das vibrações e se elas estão dentro das faixas de aceitação, esta análise não indica o tipo de falha que o equipamento apresenta, somente sinaliza que existe um problema a ser investigado.

O método de nível global das vibrações, embora constitua um procedimento excelente para evitar situações graves, o mesmo não permite um diagnóstico preciso para localizar e determinar a origem do nível excessivo de vibrações. Outro inconveniente do método do nível global é que as vibrações de um equipamento raramente são constituídas por uma vibração, mas sim por um conjunto de vibrações, contendo várias frequências, cada uma delas originadas num determinado componente (ANTONIOLLI, 1999).

Existem várias soluções específicas para cada veículo, motor ou chassi, cada qual podendo ser mais conveniente, dependendo da criticidade que se busca corrigir ou minimizar. As funções da suspensão do motor a serem atendidas podem ser contraditórias. A suspensão deve isolar os ruídos e vibrações, ou seja, trabalhar bem nas altas, médias e baixas frequências, além de ser resistente. A tarefa principal consiste em encontrar a solução de melhor compromisso entre o ruído e vibrações do veículo, tanto em condição estática quanto dinâmica (COSTA, 2003).

## **1.2 OBJETIVOS**

### **1.2.1 Objetivos Gerais**

Este trabalho objetiva a seleção de um isolador vibracional comercial (coxim) para atenuação da transmissibilidade oscilatória entre o motor de combustão interna e a carroceria (chassi) utilizada no protótipo BAJA SAE da equipe Bajagreste do IFPE-Campus Caruaru.

### **1.2.2 Objetivos específicos**

- Gerar gráficos para análise da vibração estrutural utilizando um acelerômetro industrial e um sistema de monitoramento de dados computacional;
- Gerar dados para análise da vibração ocupacional de corpo inteiro utilizando um aparelho comercial;

- Selecionar um conjunto de coxins comerciais, utilizando o conhecimento literário, a fim de atenuarem adequadamente as vibrações transmitidas à estrutura e ao ocupante do veículo, observando as normas de conforto e ergonomia vigentes;
- Comparar o comportamento vibracional estrutural e ocupacional do veículo, comprovando a redução da vibração após a instalação do coxim selecionado.

### **1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO**

Este trabalho está organizado em cinco capítulos. No Capítulo 2 são apresentados os referenciais teóricos sobre o fenômeno da vibração, e suas aplicações na dinâmica veicular e ocupacional.

No Capítulo 3 são abordadas as técnicas utilizadas para medição da vibração ocupacional e estrutural, bem como as ferramentas de análise de dados para observação da vibração veicular.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados experimentais de forma comparativa com o veículo sem isolamento do motor, e com isolamento, onde foi possível constatar a redução da vibração para valores aceitáveis..

No Capítulo 5 são apresentadas as considerações finais sobre os resultados obtidos.

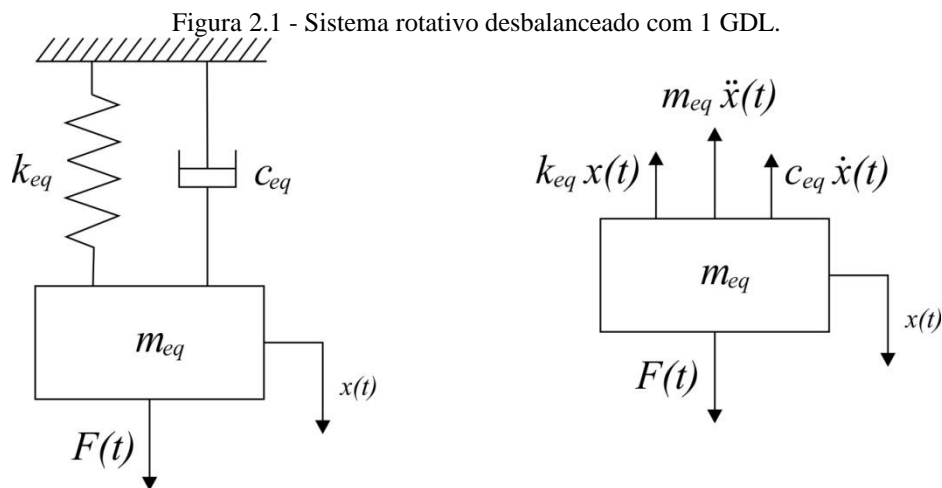
## CAPÍTULO 2

### FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA SOBRE VIBRAÇÕES

#### 2.1 TEORIA DA VIBRAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS

##### 2.1.1 Modelamento em Parâmetros Concentrados

A realização de uma análise dinâmica envolve a solução de equações diferenciais de segunda ordem, que são as equações de equilíbrio dinâmico de uma estrutura. Considerando a equação do movimento de um sistema massa-mola-amortecedor com 1 GDL (Grau De Liberdade) com uma força de excitação  $F(t)$  agindo sobre ele, conforme apresentado na Fig. (2.1).



Fonte: Autoria própria.

A Equação (2.1) define o sistema apresentado na Fig.(2.1).

$$\sum \vec{F}_{ext} - \vec{F}_{inércia} = \vec{0} \quad (2.1)$$

$$m_{eq} \ddot{x}(t) + c_{eq} \dot{x}(t) + k_{eq} x(t) = F(t) \quad (2.2)$$

$$\ddot{x}(t) + \frac{c_{eq}}{m_{eq}} \dot{x}(t) + \frac{k_{eq}}{m_{eq}} x(t) = \frac{1}{m_{eq}} F(t) \quad (2.3)$$



$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2x(t) = \frac{F(t)}{m_{eq}} \quad (2.4)$$

Onde:

$\dot{x}(t)$  e  $\ddot{x}(t)$ , são respectivamente, as derivadas primeira (velocidade) e segunda (aceleração) do deslocamento  $x(t)$  em relação ao tempo;

$k_{eq}$  é a rigidez equivalente do sistema;

$c_{eq}$  é o coeficiente de amortecimento equivalente do sistema;

$m_{eq}$  é a massa equivalente do sistema;

$\omega_n = \sqrt{k_{eq}/m_{eq}}$  é a frequência natural do sistema em rad/s ou CPS (ciclos por segundo);

$\xi = c_{eq}/2m_{eq}\omega_n = c_{eq}/c_c$  é o fator de amortecimento do sistema;

$c_c$  é o coeficiente de amortecimento crítico viscoso;

$m_{eq}\ddot{x}(t) = F_i$  é a força de inércia;

$c_{eq}\dot{x}(t) = F_d$  é a força de amortecimento (dissipadora);

$k_{eq}x(t) = F_m$  é a força da mola (restauradora).

Os carregamentos dinâmicos podem ser definidos como variáveis com o tempo, ou seja, carregamentos cuja amplitude, direção ou posição variam com o tempo, e podem ser divididos em duas categorias básicas: não periódicos e periódicos.

Os carregamentos periódicos são carregamentos que se repetem ao longo do tempo e cujo período de repetição é definido. O mais simples dos carregamentos periódicos é o carregamento harmônico, que tem a sua variação no tempo definida por uma função trigonométrica (senoidal ou cossenoidal); porém, qualquer carregamento dinâmico periódico, baseando-se no teorema de Fourier, pode ser decomposto em uma combinação linear de carregamentos harmônicos.

A Equação (2.3) é uma equação diferencial ordinária linear e não-homogênea com uma força de excitação  $F(t)$  do tipo harmônica e descrita como:

$$F(t) = F_o \cos(\omega t) \quad (2.5)$$

Onde:

$F_o$  é a amplitude de excitação;

$\omega$  é a frequência de excitação.

A solução para determinar os deslocamentos da massa  $m$  no tempo pode ser encontrada através do método dos coeficientes indeterminados. Um método que pode ser usado envolve aplicar o método dos coeficientes indeterminados (BOYCE e DIPRIMA, 1986). Assim a solução da equação do movimento (2.4) envolve a soma de uma solução homogênea  $x_h(t)$  e da solução particular  $x_p(t)$ :

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (2.6)$$

A solução homogênea  $x_h(t)$  corresponde à solução do sistema quando  $F(t)=0$  e representa um termo transitório provocado pela resposta livre.

A solução permanente  $x_p(t)$  depende da frequência de excitação e é uma resposta em regime permanente. Fisicamente, a solução em regime permanente  $x_p(t)$  segue a excitação  $F(t)$  com uma amplitude  $X_p$  e fase  $\varphi$  em relação a excitação do tipo senoidal, assim a solução da parte permanente é do tipo:

$$x_p(t) = X_p \cos(\omega t - \varphi) \quad (2.7)$$

Derivando a Eq.(2.7) e substituindo na Eq.(2.4) chega-se a amplitude de resposta  $X_p$  do sistema:

$$X_p = \frac{F_o}{\sqrt{(k_{eq} - m\omega^2)^2 + (c_{eq}\omega)^2}} \quad (2.8)$$

Se for considerado a razão de frequências  $r = \omega/\omega_n$ , o fator de multiplicação da força de excitação é:

$$\frac{X_p k}{F_o} = \frac{1}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (2.9)$$

Sendo  $M(r, \xi) = \frac{X_p k}{F_o} = \frac{X_p}{F_o/k} = \frac{X_p}{\delta_{st}}$ , este fator é conhecido como Fator de Amplificação.

O termo  $\delta_{st}$  é conhecido como a deflexão sob a força estática  $F_o$ .

Já a fase  $\varphi$  pode ser escrita como:

$$\varphi = \text{atan}\left(\frac{c_{eq}\omega}{k_{eq} - m\omega^2}\right) = \text{atan}\left(\frac{2\xi r}{1 - r^2}\right) \quad (2.10)$$

Os sistemas sub-amortecidos são aqueles que apresentam o coeficiente de amortecimento menor que o coeficiente crítico, esses sistemas apresentam resposta vibratória, no entanto, a amplitude do movimento decai com o tempo.

A solução final da equação do movimento para um sistema sub-amortecido,  $0 < \xi < 1$ , pode ser escrita como:

$$x(t) = X_h e^{-\xi \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) + X_p \cos(\omega t - \varphi) \quad (2.11)$$

$$x(t) = X_h e^{-\xi \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi) + \frac{F_o/k_{eq}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \cos(\omega t - \varphi) \quad (2.12)$$

O termo  $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$  é denominado de frequência amortecida.

A amplitude máxima do deslocamento  $X_h$  e a fase homogênea  $\phi$ , são definidas a partir das condições iniciais,  $x(t=0) = x_o$  e  $\dot{x}(t=0) = \dot{x}_o$  substituídas na Eq.(2.11). Este procedimento é realizado quando a vibração é forçada.

$$x_o = X_h \cos(\phi) + X_p \cos(\varphi) \quad (2.13)$$

$$\dot{x}_o = -\xi \omega_n X_h \cos(\phi) + \omega_d X_h \sin(\phi) + \omega X_p \sin(\varphi) \quad (2.14)$$

Que resultará nas expressões:

$$X_h = \frac{1}{\omega_d} \left[ \left[ \dot{x}_o + \xi \omega_n (x_o - X_p \cos(\varphi)) - \omega X_p \sin(\varphi) \right]^2 + (x_o - X_p \cos(\varphi))^2 \omega_d^2 \right]^{1/2} \quad (2.15)$$

$$\phi = \text{atan} \left[ \frac{\dot{x}_o + \xi \omega_n (x_o - X_p \cos(\varphi)) - \omega X_p \sin(\varphi)}{\omega_d (x_o - X_p \cos(\varphi))} \right] \quad (2.16)$$

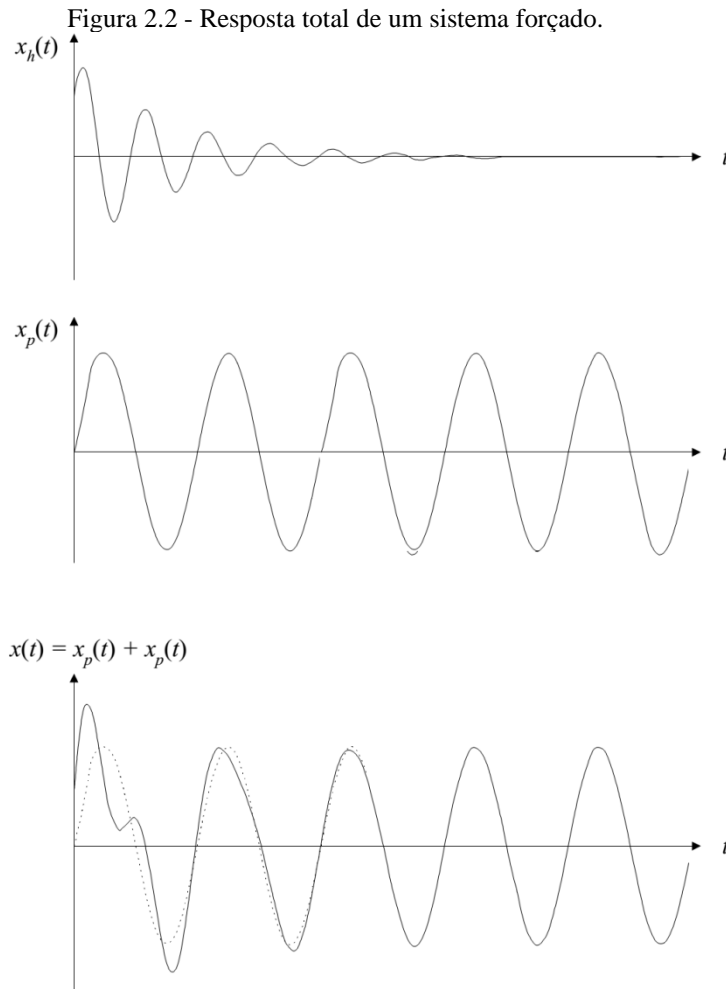
As Eq.(2.15) e (2.16) diferem do cálculo destas mesmas variáveis quando existe apenas a vibração livre, onde:

$$X_h = \sqrt{x_o^2 + \left( \frac{\dot{x}_o + \xi \omega_n x_o}{\omega_d} \right)^2} \quad (2.17)$$

$$\phi = \text{atan} \left( - \frac{\dot{x}_o + \xi \omega_n x_o}{\omega_d x_o} \right) \quad (2.18)$$

Analisando a Eq. (2.12), é possível mostrar duas observações:

- Quando o tempo  $t$  é grande ( $t \rightarrow \infty$ ) o termo transiente  $x_h(t)$  se torna muito pequeno e conseqüentemente a resposta de regime permanente  $x_p(t)$  fica predominante na resposta final  $x(t)$ , assim como pode ser observado na Fig. (2.2).

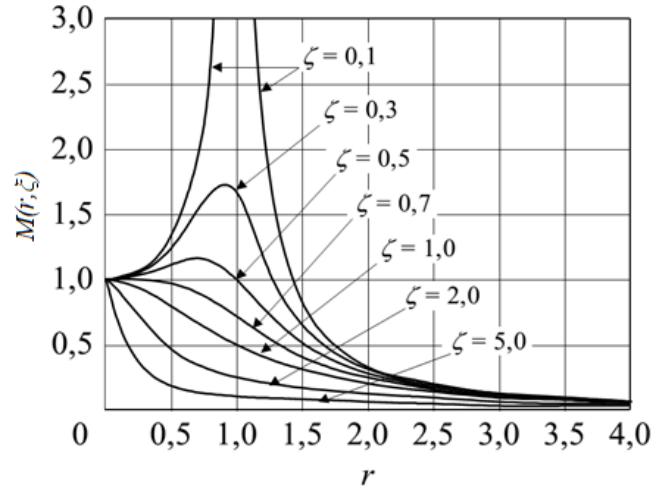


Fonte: Rao (2008).

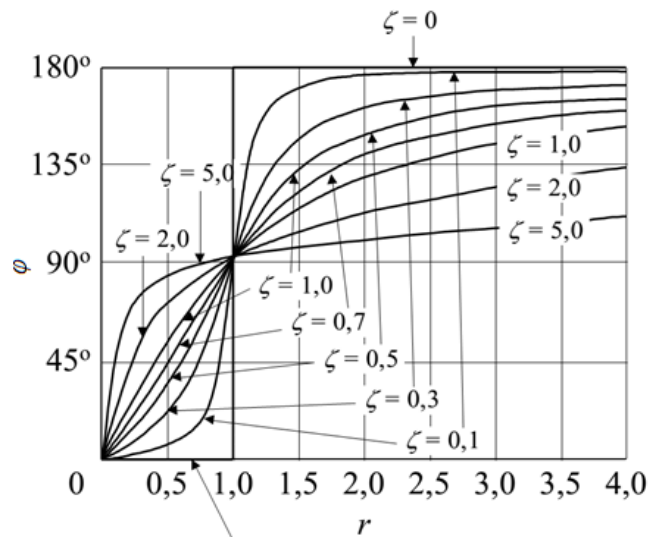
- Caso a frequência de excitação  $\omega$  seja igual ou próxima da frequência natural  $\omega_n$ , a razão  $r$  tende a 1. Este fenômeno resulta no aumento considerável das amplitudes de vibração ou do fator de ampliação  $M(r, \zeta)$ , dependendo do valor do  $\zeta$  do sistema. A Fig. (2.3) apresenta como o valor da razão de frequência  $r$  e do fator de amortecimento  $\zeta$  afetam as amplitudes na condição de ressonância, quando  $r = 1$ . A figura apresenta o fator de ampliação  $M(r, \zeta)$  para vários valores de  $\zeta$ . É possível perceber uma faixa próxima a  $r=1$  onde existe uma ampliação nas amplitudes de vibração, esta região é

conhecida como faixa de ressonância. É interessante também observar pela Eq.(2.8) que quando  $\zeta = 0$  e  $r = 1$  o valor de  $X_p$  tende a infinito.

Figura 2.3 - a) Fator de Amplificação, b) ângulo de fase.



(a)



(b)

Fonte: Rao (2008).

Pode-se definir também a largura de banda (Bandwidth) BW como sendo o valor da frequência em que a amplitude de vibração  $X_p.k = F_o$  fica abaixo de 70,7%, que corresponde a um decaimento de -3dB (AQUINO, 2011). A largura da banda BW pode ser relacionada ao fator de amortecimento  $\zeta$  através da expressão:

$$BW = \omega_n \sqrt{(1 - 2\zeta^2) + \sqrt{4\zeta^4 - 4\zeta^2 + 2}} \quad (2.19)$$

O amortecimento é uma propriedade dinâmica das estruturas cujo efeito sobre a resposta de uma estrutura é facilmente observado quando associado a sua vibração livre. No caso de estruturas excitadas por um carregamento dinâmico qualquer, o principal efeito do amortecimento é a atenuação dos picos de aceleração e deslocamento da estrutura. Porém, esse efeito é mais significativo quando a estrutura trabalha em ressonância, pois, caso não houvesse amortecimento, os valores de aceleração e deslocamento da estrutura tenderiam a infinito, ao passo que, na presença dele, estes valores são limitados (CARVALHO, 2002).

O amortecimento se relaciona com a medição da dissipação de energia de uma estrutura em vibração que resulta em trazê-la a um estado de equilíbrio. A capacidade de amortecimento de um sistema estrutural é definida como a razão entre a energia dissipada em um ciclo de oscilação pela máxima quantidade de energia acumulada na estrutura, naquele ciclo (CARVALHO, 2002).

A importância da estimativa do amortecimento vem se tornando mais significativa à medida que as estruturas têm-se tornado mais flexíveis. Nessas estruturas, os níveis de oscilação podem não ser significantes o bastante para causar danos na estrutura, mas podem causar desconforto para os ocupantes do veículo. Por isso é importante uma boa estimativa para o amortecimento ou mesmo a inserção de dispositivos de amortecimento na estrutura, com o intuito de evitar tais situações (CARVALHO, 2002).

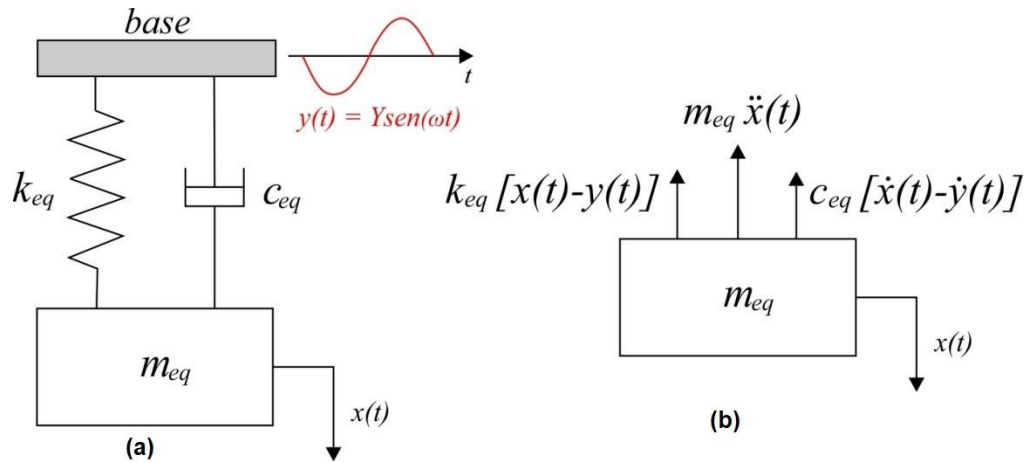
Ao contrário das características de massa e rigidez de uma estrutura, o amortecimento não pode ser relacionado com um fenômeno físico único, pois existem muitos mecanismos que podem provocar o amortecimento em um sistema (CARVALHO, 2002).

### 2.1.2 Transmissibilidade

O sistema da Fig.(2.4a) tem seu movimento provocado pelo movimento de sua base  $y(t)$ . O diagrama de corpo livre, mostrado na Fig.(2.4b), apresenta as forças atuantes na massa  $m$ . A Segunda Lei de Newton é aplicada para determinar a equação do movimento que se torna:

$$m_{eq} \ddot{x}(t) + c_{eq} [\dot{x}(t) - \dot{y}(t)] + k_{eq} [x(t) - y(t)] = 0 \quad (2.20)$$

Figura 2.4 - a) Sistema com movimento na base, b) Força atuante na massa.



Fonte: Rao (2008).

Se  $y(t) = Y \sin \omega t$ , então  $\dot{y}(t) = \omega Y \cos \omega t$  e a Eq.(2.20) se torna:

$$m_{eq} \ddot{x}(t) + c_{eq} \dot{x}(t) + k_{eq} x(t) = k_{eq} Y \sin \omega t + c_{eq} \omega Y \cos \omega t \quad (2.21)$$

Cuja solução particular é

$$x_p(t) = Y \sqrt{\frac{k_{eq}^2 + (c_{eq} \omega)^2}{(k_{eq} - m_{eq} \omega^2)^2 + (c_{eq} \omega)^2}} \cos(\omega t - \phi_1 - \phi_2) \quad (2.22)$$

Com a relação de amplitudes dada por

$$\frac{X_p}{Y} = \sqrt{\frac{k_{eq}^2 + (c_{eq} \omega)^2}{(k_{eq} - m_{eq} \omega^2)^2 + (c_{eq} \omega)^2}} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (2.23)$$

A Eq. (2.23) expressa o que se chama de transmissibilidade entre a base e o sistema em estudo.

### 2.1.3 Introdução ao Controle Passivo

Os métodos de controle passivo consistem basicamente em utilizar elementos que dissipam e/ou absorvem a energia vibratória do sistema convertendo-a em energia térmica através do aquecimento do material que está diretamente sujeito à excitação externa (SOONG e DARGUSH, 1997). Tais métodos são utilizados em situações cuja resposta em frequência do sistema seja invariável ao longo do tempo (regime permanente). Outras características dos

sistemas passivos que lhes garantiram ampla utilização ao longo dos anos é que eles não necessitam de energia externa para a realização da função de controle, possuem custo relativamente baixo e facilidade de manutenção (SOONG e DARGUSH, 1997). Sistemas de isolamento passiva tradicionais podem atenuar picos de ressonância aumentando-se o amortecimento e com a concessão básica de aumentar a transmissão de frequências além da frequência natural do sistema (NAKRA, 1998). Isto é devido às elevadas forças necessárias para amortecer a ressonância que são então transmitidas em frequências mais elevadas (GRANT e HAYWARD, 1999). Do mesmo modo, uma isolamento passiva necessita ser bastante “leve” de forma que a frequência natural devido à massa da máquina esteja bem abaixo da menor frequência de excitação, facilitando assim a boa isolamento da vibração.

Em resumo, um sistema passivo pode atuar sobre a força de excitação eliminando-a, reduzindo a amplitude e/ou alterando a frequência, geralmente isso não é possível; atuar sobre a estrutura variando seus parâmetros (massa, rigidez e amortecimento) ou atuar através do acoplamento de um sistema auxiliar ao sistema principal ou primário procurando neutralizar (absolver) vibrações e/ou seus efeitos.

## **2.2 DINÂMICA VEICULAR**

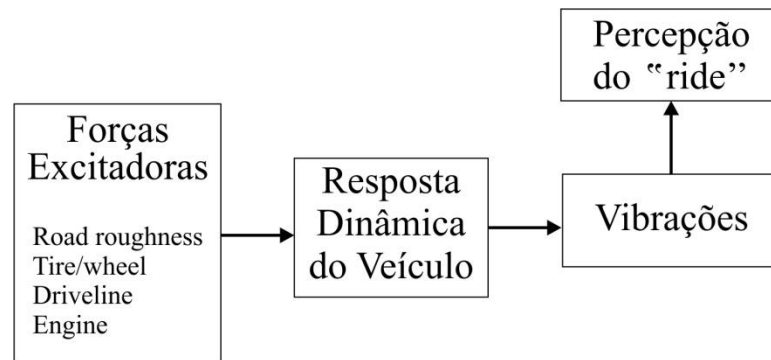
### **2.2.1 Fontes e Mecanismos Vibracionais em Veículos**

Segundo Gillespie (1992), veículos viajam a alta velocidade e conseqüentemente experimentam uma larga gama de espectros de vibrações que são transmitidos aos passageiros de forma tátil, visual ou aural. O termo “ride” é comumente utilizado em referência às vibrações tácteis e visuais, enquanto as vibrações aurais são caracterizadas como “ruído”. O “ride” se apresenta na faixa de frequências de 0-25 Hz e o ruído de 25-20.000 Hz (OLIVEIRA, 2011).

As manifestações de “ride” para baixa frequência são comuns a todos os veículos que possuem pneus de borracha. Analisando do ponto de vista de sistemas dinâmicos, o efeito “ride” pode ser definido como apresentado na Fig.(2.5).



Figura 2.5 - “ride” do ponto de vista de sistemas dinâmicos.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

Existem múltiplas fontes de onde as vibrações de “ride” podem se originar. Geralmente caem em duas grandes categorias, a saber: aspereza do pavimento e fontes on-board. As fontes on-board são referentes aos componentes rotativos e também incluem a montagem pneu/roda, motor e cambão (OLIVEIRA, 2011).

AVL (1996b) descreve que os passageiros estão expostos a diferentes fenômenos acústicos: o ruído no habitáculo, a vibração que pode ser sentida no pavimento do veículo, no volante ou na alavanca de marchas e o harshness que é usado para definir o fenômeno de ruído incômodo. Estes fenômenos são descritos como NVH (Noise Vibration Harshness) do veículo (COSTA, 2003).

Segundo Costa (2003) os ruídos e vibrações no interior do veículo são causados principalmente por: motor e seus acessórios; sistema de exaustão; sistema de aspiração; sistema de refrigeração; pneus; furos acústicos; ventilação/ar condicionado e ruído aerodinâmico.

O motor pode ser considerado como a maior fonte de transmissão de ruídos e vibrações para o interior do veículo. Isto, em parte, é devido ao grande número de partes móveis que o compõem, as quais estão sempre em atrito uma com as outras. Outra forte contribuição vem das explosões dentro dos cilindros, que geram ondas sonoras e de vibração de elevada intensidade. Além disso, outros componentes como alternador, eletroventilador, motor de partida, correias e bomba de combustível também emitem ruídos e vibrações (COSTA, 2003).

Segundo AVL (1996a), o ruído do motor pode ser separado em ruído da combustão e ruído mecânico:

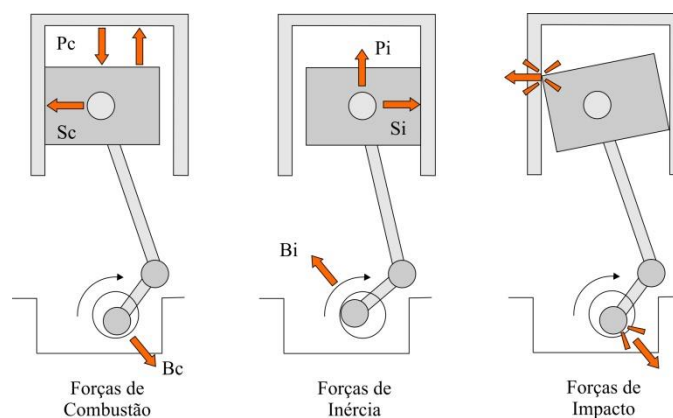
- Ruído devido à combustão: gerado através das variações periódicas de pressão em cada um dos cilindros. A frequência com que estas variações se repetem depende do

tipo de motor de combustão: 2 tempos ou 4 tempos. Analogamente, o tipo de combustível do motor tem influência direta, estabelecendo características particulares para este tipo de ruído. Geralmente, o ruído proveniente dos motores Diesel é influenciado pelo ruído de combustão. Já nos motores à gasolina, o ruído de combustão não é predominante no ruído total proveniente do motor. Em relação à contribuição deste tipo de ruído para o interior do veículo, tem-se tanto aquela através da irradiação direta como também aquela devido à sua reflexão na superfície do solo.

- Ruído devido às forças mecânicas: Este tipo de ruído é gerado nos pistões, válvulas, correias, mancais do eixo virabrequim e por acessórios como alternador e bomba de direção hidráulica. O ruído dos pistões nas paredes dos cilindros devido ao seu movimento transversal ou inclinado ou, a reversão abrupta dos seus movimentos no ponto morto superior e inferior, cria uma força de reação que excita o eixo virabrequim causando o ruído proveniente dos pistões. Já, o ruído e vibrações provenientes dos mancais do eixo virabrequim são devidos principalmente às suas tolerâncias radiais, constituindo em uma importante contribuição para o ruído e vibrações gerados pelo motor.

A Fig.(2.6) mostra as forças de excitação em um motor de combustão interna onde  $P_c$  é a pressão do gás,  $S_c$  as forças laterais,  $B_c$  as forças no mancal do eixo de manivelas,  $P_i$  as forças de inércia,  $S_i$  as forças no cilindro e  $B_i$  as forças externas no mancal do eixo de manivelas.

Figura 2.6 - Forças de excitação em um motor de combustão interna.



Fonte: Adaptado de Costa (2003).

Os meios de transmissão de ruído e vibrações em veículos são dois: via aérea e via estrutural (COSTA, 2003).

- Via aérea: é transmitido através de ondas sonoras de médias e altas frequências. Para se atenuar este tipo de ruído, utilizam-se materiais de absorção acústica;
- Via estrutural: transmitido através de ondas vibracionais de baixas frequências. Para se reduzir este tipo de transmissão, utilizam-se elementos elásticos nos pontos de fixação à carroceria do veículo.

Segundo AVL (1996a) a transferência via estrutural excita a carroceria pela transmissão de ondas vibracionais de baixas frequências através das conexões estruturais entre a fonte de ruído e a carroceria, conduzindo a vibração para dentro do habitáculo. Estas oscilações são sentidas pelos ocupantes, ou são ouvidas como ruído. Normalmente, para se reduzir tal transmissão de vibração para a carroceria e, conseqüentemente, o nível de ruído no seu interior, utilizam-se elementos elásticos tais como os coxins de sustentação do motopropulsor e os coxins de sustentação do sistema de exaustão. Pode ser citado ainda como um importante exemplo de transferência via estrutural, o ruído transmitido através da suspensão do veículo (COSTA, 2003).

A carroceria de um veículo consiste de diferentes partes soldadas ou conectadas. Todos os componentes têm modos de vibração e excitações de ressonância em uma grande faixa de frequências. O caminho de transferência de ruído via estrutural geralmente envolve elementos elásticos. Estes elementos devem propiciar um decréscimo do nível de vibração na carroceria. Entretanto, deve-se mencionar que a impedância junto à posição de conexão e a fonte de ruído podem influenciar na transferência do ruído (COSTA, 2003).

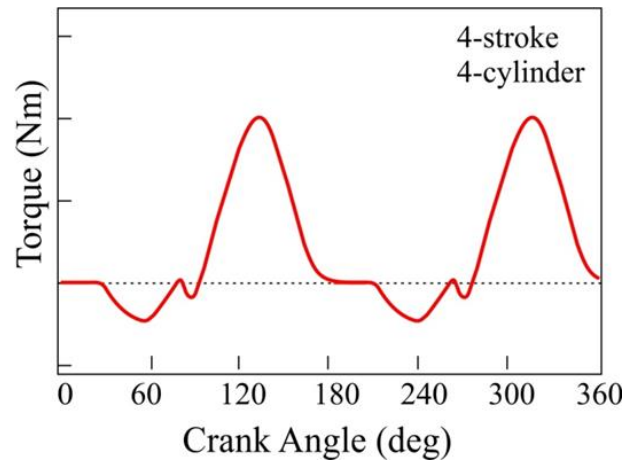
De acordo com AVL (1996a), pode-se considerar a carroceria como um corpo preferencialmente elástico. Deste modo, a impedância junto a certas frequências de ressonância é preferivelmente baixa, em torno de 30 a 40 Hz na parte frontal do veículo de passeio. Geralmente pode-se afirmar que a transferência de vibração está concentrada em baixas a médias frequências (de 5 a 500 Hz), já que as regiões de altas frequências são dominadas por transferência de ruído via aérea (COSTA, 2003).

### **2.2.2 Sistema de Isolamento de Motor à Combustão**

O motor age como a fonte primária de energia em um veículo. O fato de existir a rotação dos componentes do motor e a entrega de torque, gera a oportunidade de ser uma fonte de vibração para o veículo. Apesar de que a massa do motor, conjugada com a da transmissão pode atuar como um absorvedor da vibração (OLIVEIRA, 2011). Os pistões entregam a energia ao motor num processo cíclico, dessa forma o torque entregue pelo motor

não possui uma amplitude constante, mas sim uma série de pulsos. O disco de inércia atua como um amortecedor inercial e ligação com a transmissão (OLIVEIRA, 2011). Portanto o torque resultante é composto por um componente steady-state acrescentado à superposição de variações de torque, conforme apresentado na Fig.(2.7).

Figura 2.7 - Torque resultante de motor 4 tempos e 4 cilindros.



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

O “ride” é percebido através das vibrações tácteis transmitidas para o ocupante do veículo através do banco, mãos e pés. Ainda é muito difícil separar as influências das vibrações acústicas (ruído) na percepção do “ride”, uma vez que esses tipos de ruído são altamente correlacionados com as vibrações do veículo. Adicionalmente o conforto gerado do passageiro pode ser influenciado por outros fatores tais como: temperatura, ventilação, espaço interior, dentre outros (OLIVEIRA, 2011). Alguns desses fatores, como por exemplo, as vibrações, podem ser medidas objetivamente, enquanto outros, tais como o conforto de um banco, ainda dependem fortemente de avaliações subjetivas. Adicionalmente as interações desses fatores objetivos e subjetivos ainda não estão bem definidas (OLIVEIRA, 2011).

No final do século XIX e início do século XX, o motor era parte estrutural do chassi do veículo e era instalada por meio de uma conexão rígida, uma montagem rígida. Devido a diversos problemas com vibração, isolamento de ruído e fadiga da carcaça do motor, materiais flexíveis ou semi-flexíveis, como molas helicoidais, couro ou áreas de borracha foram instalados entre o motor e o chassi. A vibração excessiva acelera a fadiga estrutural e a falha dos materiais; além de gerar transmissão indesejada vibracional (OLIVEIRA, 2011).

O coxim de motor foi inicialmente inventado e patenteado por Hugh C. Lord em 1930. O coxim desempenha papéis importantes nos sistema de componentes automobilístico como a sustentação do motor, como elemento filtrante de ruídos e vibrações, como limitador

nos deslocamentos do motor e participa da matriz do fluxo de energia e cinemática do motor para resistência em situações de colisão (SILVA, 2014). Os coxins ou apoio do motor do sistema pendular de um veículo são compostos por metal e borracha vulcanizada. A aderência entre os materiais é promovida por componentes químicos que através das definições de processo de tempo, temperatura e pressão permitem reações originadas na adesão entre os materiais (SILVA, 2014).

O sistema pendular do motor tem como principal objetivo isolar as vibrações geradas pelo motor e absorve-las ao máximo, servindo também como elemento filtrante, não permitindo a transmissão da vibração para carroceria do automóvel. Os sistemas de apoio do motor com o passar dos anos tem apresentado evoluções na função de isolamento de ruídos e vibrações geradas pelo motor. Segundo Yunhe, Naganathan e Dukkipati (2001), o sistema de apoio do motor ainda necessita de melhoria devido a dois fatores. O primeiro fator trata do nível requerido de isolamento de ruído e vibração para os passageiros do automóvel. O competitivo mercado automotivo e a necessidade da satisfação do cliente levam estes requisitos a níveis cada vez mais precisos, implicando em mais pesquisas e desenvolvimentos nesta área. O segundo fator, discute que os projetos atuais tendem para uma carroceria mais leve com motores mais potentes. Os requisitos de redução de peso e o aumento de potência exercem efeitos adversos sobre o comportamento vibratório, causando grande impacto sobre os níveis de vibração e ruído. Estes dois aspetos estão sempre em conflito. A busca da melhoria no desempenho do sistema de apoio do motor tem como objetivo solucionar tais problemas (SILVA, 2014).

Existem dois tipos de aplicações para o isolamento de vibrações: aquele no qual procura prevenir a transmissão de forças vibratórias de uma máquina à sua base e aquele no qual deseja reduzir a transmissão de movimento da base (ou sub-estrutura) para a máquina (ou outro mecanismo) montada sobre ela. Um motor montado sobre coxins seria um exemplo do primeiro tipo (COSTA, 2003).

Os coxins se diferem em várias modalidades técnicas, nas quais se buscam o compromisso de interesse entre a prestação de filtração de ruído e vibração desejada para as exigências do projeto. Como exemplos, temos os coxins convencionais, coxins hidráulicos, coxins semi-ativos e coxins ativos (SILVA, 2014).

Em uma caracterização mais abrangente, as funções de um coxim de motor são as seguintes (JAZAR e GOLDNARAGHI, 2002):

- Suportar o peso do motor;
- Prevenir falha por fadiga dos pontos de apoio do motor e transmissão;

- Isolar forças de um motor desbalanceado da estrutura do veículo;
- Reduzir a amplitude de vibração do motor que é transmitido para o corpo da estrutura;
- Reduzir a amplificação de ruído que ocorre se a vibração do motor é permitida a ser transferido diretamente para a estrutura do motor;
- Reduzir o desconforto humano e fadiga isolando parcialmente a vibração do motor do corpo através de meio elástico;
- Acomodar o desalinhamento do motor, e reduzir stress residual imposto no corpo do motor e suportes do motor devido a distorções no chassi e monobloco;
- Prevenir que choques da pista nas rodas em ruas irregulares provoquem movimentação excessiva do motor;
- Prevenir grandes movimentos relativos entre motor e estrutura do veículo devido a reação de torque, particularmente em marchas mais baixas, que pode causar desalinhamento excessivo e deformação em componentes, tais como sistemas de exaustão e silenciadores;
- Restringir movimentação no eixo longitudinal do veículo devido à inércia do motor em oposição às forças de aceleração e frenagem.

Segundo Bürger e Dödelbacher (1987), um bom projeto de suspensão do motor consiste em encontrar a melhor solução que satisfaça estas funções, considerando os aspectos de manufatura e custos de produção. De acordo com Oliveira (2011), os coxins convencionais são projetados para terem características de relação de rigidez estática necessária em todas as direções. Eles são compactos, baratos e de manutenção simples. O projeto tradicional de um coxim de motor requer um conhecimento combinado de mecânica e vibração. Por tradicional é definido todos os sistemas que são aproximados como um isolador de vibração linear (OLIVEIRA, 2011).

De acordo com Yunhe, Naganathan e Dukkipati (2001), o sistema de apoio do motor necessita de melhorias devido a dois fatores. O primeiro fator trata do nível requerido de isolamento de ruído e vibração para os ocupantes do automóvel e o segundo trata da tendência de projetos atuais a uma carroceria mais leve com motores mais potentes. Estes dois aspectos estão sempre em conflito e a busca na melhoria do desempenho do sistema de apoio do motor tem como objetivo acomodar ou minimizar tais conflitos.

Segundo Yunhe, Naganathan e Dukkipati (2001), em motores de quatro tempos, com quatro cilindros, a frequência fundamental dos distúrbios é presente na segunda ordem da

velocidade do motor. A faixa de frequência é de 20-200 Hz para uma velocidade de motor de 600 a 6000 RPM. Ainda segundo os autores, aparentemente existe uma troca entre a força transmitida e o deslocamento relativo. Para obter uma baixa transmissibilidade, a frequência natural do sistema de montagem em certa direção deve ser abaixo da frequência perturbante do motor em marcha lenta, evitando a ressonância do sistema durante condições normais de uso. Isso significa que a rigidez do sistema deve ser a mais baixa possível para obter baixa transmissibilidade. Amortecimento baixo também é desejável para uma baixa transmissibilidade em um alto range de frequência (OLIVEIRA, 2011).

Se a rigidez elástica do coxim de motor é muito baixa, então a resposta transiente do sistema pode ser problemática em excitação causada por choque (impulso). Valores de rigidez baixos podem permitir grandes deslocamentos estáticos ou quase estáticos do motor e danificar os componentes do motor (OLIVEIRA, 2011). Então desse ponto de vista, alta rigidez e alto amortecimento é requerido para minimizar a movimentação do motor e absorver o deslocamento do motor e ressonância (OLIVEIRA, 2011).

Segundo AVL (1996b), para os isoladores cumprirem os requisitos de reduzir a vibração transferida para o interior do veículo, causada pelas baixas ordens do motor, e a contribuição das altas frequências e, finalmente, evitar grandes oscilações e deslocamentos do motor causados pelas baixas rotações, estes deverão ter (COSTA, 2003):

- Baixa rigidez e baixo amortecimento para médias e altas frequências;
- Alta rigidez e alto amortecimento para baixas frequências.

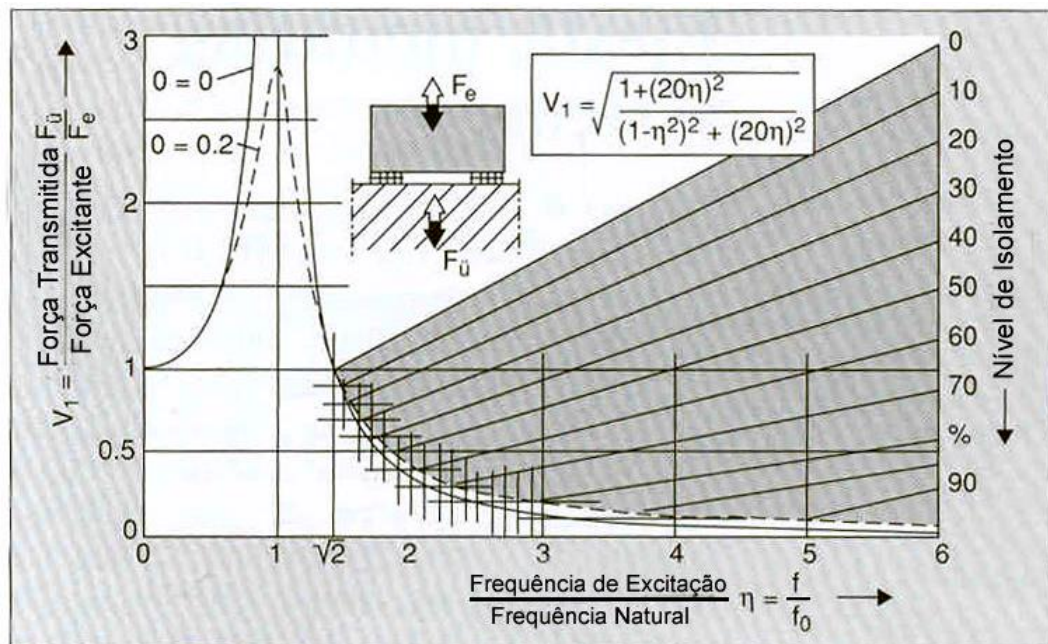
É quase impossível ter um isolador com estas características, porém, com processos de otimização, é possível se aproximar destes objetivos. Em baixas frequências (até 250 a 300 Hz) também existe o movimento de corpo rígido do motor. Estes movimentos não podem ser reduzidos com uma melhoria estrutural, somente os isoladores podem reduzi-las. Em baixas frequências, a otimização dos coxins pode ser realizada com: posição otimizada; rigidez otimizada ou relação de amortecimento otimizada.

Segundo Snowdon (1968), a alta energia de tensão por unidade de massa de materiais elásticos já seria suficiente para justificar o uso de materiais de borracha do que outras formas de molas em certos casos. Fixações de borracha são projetadas para ter características da relação de rigidez elástica necessária em todas as direções para isolamento de vibração adequada. Eles são compactos, baratos e de manutenção simples (OLIVEIRA, 2011).

A fixação elastomérica pode ser representada pelo familiar modelo de Voigt, que consiste em uma mola e um amortecedor viscoso. A rigidez dinâmica de uma fixação elastomérica será maior em altas frequências que sua rigidez em baixas frequências. Essas características tornam difícil o projeto de um sistema de fixação que satisfaça todos os requerimentos de projeto. A solução é obter um compromisso entre a isolamento de vibração e o “salto” do motor. As montagens elastoméricas apresentam uma troca entre deflexão estática e isolamento de vibração (OLIVEIRA, 2011).

Os materiais elastômeros apresentam, normalmente, propriedades de amortecimento suficientes para reduzir o aumento de ressonâncias e amplificações ressoantes a um nível aceitável (HOFMANN, 2002). O isolamento de um isolador elástico é determinado pela razão da frequência de excitação pela frequência natural ( $\eta = f/f_0$ ). Com  $f/f_0 > 1.414$ , a força será reduzida e, a uma grande distância da frequência natural, o isolamento aumenta (COSTA, 2003). Para  $f/f_0 = 3$ , um isolamento de 80% é obtido, isto significa que somente 20% da força excitada é transmitida, conforme Fig.(2.8) (COSTA, 2003). A Fig.(2.9) apresenta o isolamento em relação à razão da frequência de excitação pela frequência natural, a qual é reciprocamente proporcional à deflexão estática de um isolador.

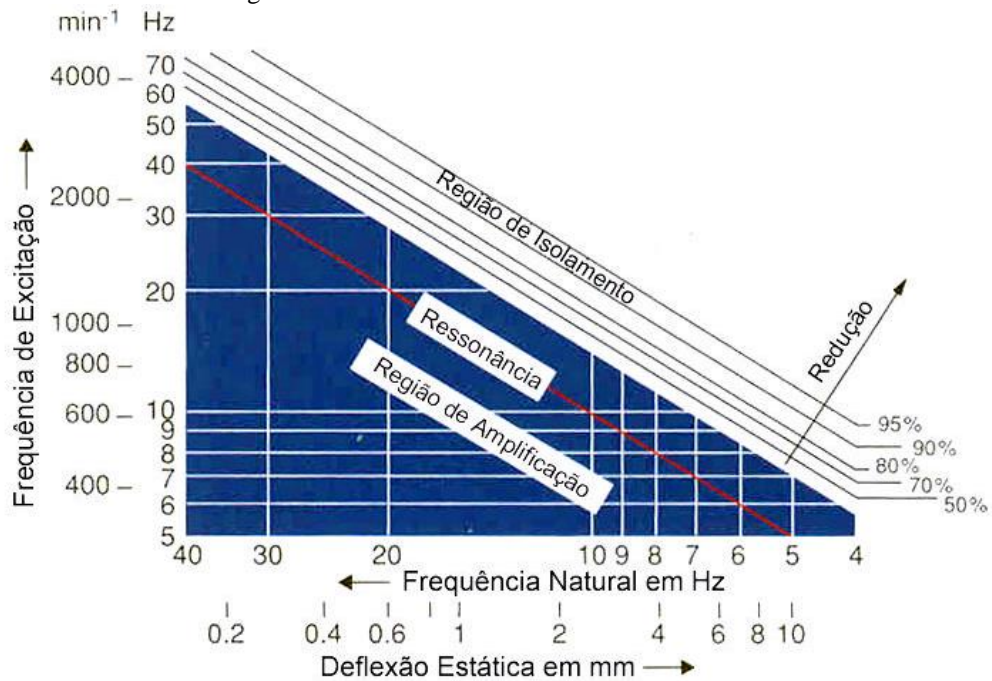
Figura 2.8 - Transmissibilidade (TF) de um sistema de 1 grau de liberdade com excitação periódica.



Fonte: Costa (2003).



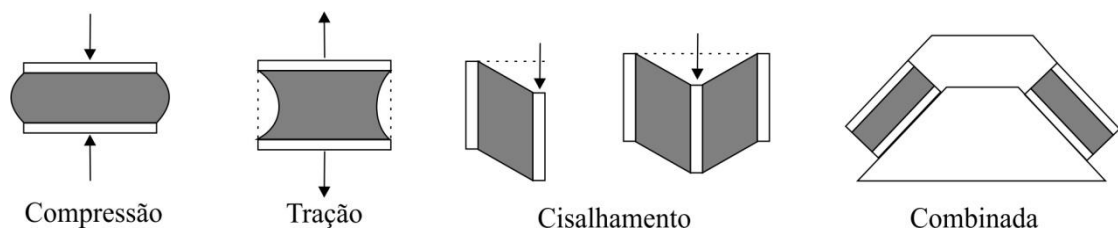
Figura 2.9 - Isolamento de um sistema de isoladores.



Fonte: Costa (2003).

Em geral, os coxins em borracha são de fácil montagem, ocupam pouco espaço e possuem um certo grau de amortecimento interno e são relativamente de baixo custo. Barber (1992) citou que a rigidez da borracha como mola pode ser determinada em termos de módulo de rigidez dependente do material e da geometria do coxim. A rigidez dinâmica é utilizada no projeto, em lugar da rigidez estática. A rigidez estática está relacionada ao comportamento quando ao carregamento estático (peso do motor sob o coxim) enquanto a rigidez dinâmica está relacionada ao carregamento estático com uma amplitude de força oscilando em função da frequência. A borracha pode ser carregada em compressão, tração, cisalhamento ou com a combinação dos mesmos conforme apresentado na Fig.(2.10) (BARBER, 1992).

Figura 2.10 - Exemplos de modos de aplicação de carga sob coxins de borracha.



Fonte: Adaptado de BARBER (1992).

O cálculo da rigidez da secção de um corpo de borracha não é direto como se aplicaria a uma secção metálica, devido às grandes deformações decorrentes da

mudança de geometria não serem desprezíveis já que as propriedades da borracha variam conforme a pressão de carregamento (BARBETTI, 2005).

### **2.2.3 Molas e Coxins de Borracha**

Os coxins de borracha apresentam vantagens sob as molas metálicas, quando a frequência a ser isolada não é tão baixa. Em geral, os coxins em borracha são de fácil montagem, ocupam pouco espaço e possuem certo grau de amortecimento interno.

Esse tipo de coxim é basicamente construído de borracha e são aplicados para isolar a estrutura do veículo da vibração do motor desde os anos 30. O coxim elastomérico pode ser projetado de modo a se adequar as características necessárias de rigidez elástica em todas as direções para o apropriado isolamento da vibração. Geralmente são compactos e de baixo custo e isentos de manutenção. São conhecidos pelo seu alto desempenho e vida longa.

Segundo Barbetti (2005), a alta rigidez ou alto amortecimento do coxim elastomérico pode produzir um baixo nível de trepidação em baixa frequência, mas seu desempenho em alta frequência pode ser degradado. Por outro lado, a baixa rigidez e o baixo amortecimento produzem bom isolamento de vibração em alta frequência, mas ocorrerá um alto nível de trepidação em baixa frequência.

Para um bom desempenho do coxim elastomérico é desejável baixa rigidez dinâmica na faixa de alta frequência, porém para atender este requisito, deve-se também levar em consideração o fator de amortecimento e a própria faixa de frequência em que o coxim estará submetido, tendo como variáveis o composto de borracha e própria geometria do coxim.

Podem-se citar vários motivos pelo qual a borracha natural teve sucesso como mola de borracha. Entre suas características principais pode-se citar a excelente resistência à fadiga, cortes e rasgamentos, pode ser fabricada para ser altamente elástica, tem baixa geração de calor, tem altíssima e eficiente adesão a metais, facilidade de fabricação e pode trabalhar em uma ampla faixa de temperatura. Para um bom desempenho do coxim elastomérico é desejável baixa rigidez dinâmica na faixa de alta frequência, porém para atender este requisito, deve-se também levar em consideração o fator de amortecimento e a própria faixa de frequência em que o coxim estará submetido, tendo como variáveis o composto de borracha e própria geometria do coxim.

Em comparação as molas metálicas a borracha tem a vantagem de dissipar energia, ou seja, possui amortecimento interno, diferentemente das molas metálicas que seu amortecimento é bem ínfimo. Além disso, podem ser facilmente projetadas para oferecer rigidez variada em diferentes direções além de oferecerem características não lineares de

carga-deformação. Outro ponto importante é que os coxins de borracha podem acomodar certa quantidade de desalinhamento e são mais fáceis de serem instalados.

Para o dimensionamento de um coxim elastomérico é necessária uma análise que melhor se aplique ao estudo proposto, dessa forma pode-se fazer o dimensionamento estático ou dinâmico dependendo do tipo e da frequência do carregamento em que a máquina é solicitada.

### 2.2.3.1. Dimensionamento Estático

Para o dimensionamento de um coxim de borracha, uma relação importante é o fator de forma, pois a rigidez da mola de borracha depende do módulo de elasticidade (tipo da borracha), e também do quanto o material se opõe a deformar quando solicitado (GARBIM, 2013). Dessa forma podemos definir o fator de forma como sendo a relação entre a superfície carregada e as superfícies livres da mola, dada na Eq.(2.24).

$$F_f = \frac{A_s}{A_L} \quad (2.24)$$

Onde:

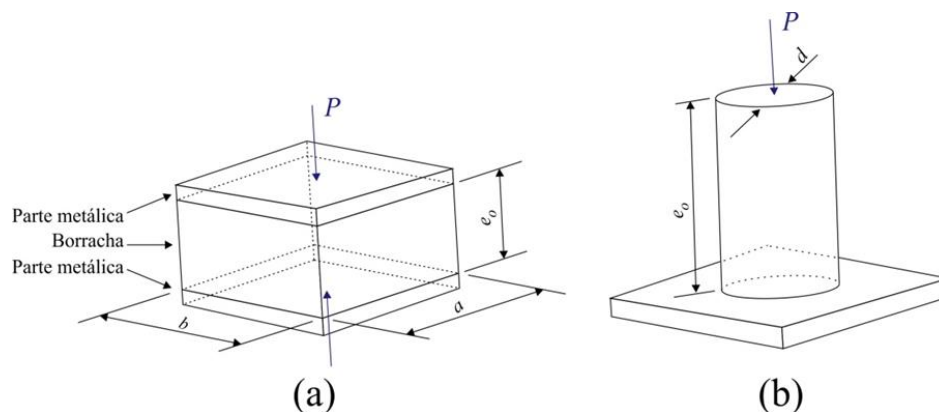
$F_f$  é o fator de forma (adimensional);

$A_s$  é a área superficial solicitada por uma ou mais forças em  $\text{cm}^2$ ;

$A_L$  é a somatória das áreas livres da mola em  $\text{cm}^2$ .

Uma demonstração simples de como é calculada o fator de forma de coxins com geometria comum tipo cúbico, Fig.(2.11a), e cilíndrico, Fig.(2.11b), é realizada a seguir pela Eq.(2.25) e Eq.(2.26), respectivamente.

Figura 2.11 - a) Coxim de borracha prismático quadrangular, b) coxim de borracha cilíndrico.



Fonte: GARBIM (2013).

$$F_f = \frac{ab}{2e_o(a+b)} \quad (2.25)$$

Onde:

$a$  é o lado da mola em cm;

$b$  é o lado da mola em cm;

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

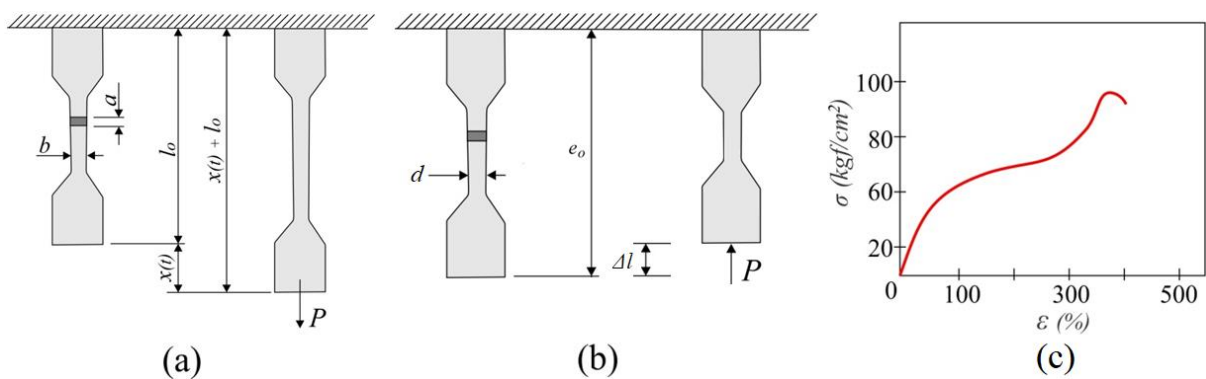
$$F_f = \frac{d}{4e_o} \quad (2.26)$$

Onde:

$d$  é o diâmetro da borracha da mola em cm.

Um corpo de prova de borracha quando submetido a um ensaio de tração, como apresentado na Fig. (2.12a) tem o comportamento do gráfico apresentado na Fig. (2.12c).

Figura 2.12 - a) Corpo de prova submetido ao ensaio de tração, b) Corpo de prova submetido ao ensaio de compressão, c) Gráfico tensão x deformação de um corpo de prova ensaiado.



Fonte: Adaptado de GARBIM (2013).

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

- Tensão de tração (kgf/cm<sup>2</sup>) (GARBIM, 2013):

$$\sigma_t = \frac{P}{A_o} = E\epsilon \quad (2.27)$$

- Deformação devido à força de sollicitação (adimensional) (GARBIM, 2013):

$$\epsilon = \frac{x(t)}{l_o} \quad (2.28)$$

- Coeficiente de Poisson (adimensional) (GARBIM, 2013):

$$\nu = \frac{\varepsilon_{lateral}}{\varepsilon} \quad (2.29)$$

- Modulo de elasticidade (Modulo de Young) (kgf/cm<sup>2</sup>) (GARBIM, 2013):

$$E = \frac{Pl_o}{x_o(t)A_o} \quad (2.30)$$

- Alongamento devido à solicitação (cm) (GARBIM, 2013):

$$x_o(t) = \frac{Pl_o}{EA_o} \quad (2.31)$$

- Coeficiente de rigidez (Constante da mola) (kgf/cm) (GARBIM, 2013):

$$k_{eq} = \frac{P}{x_o(t)} = \frac{EA_o}{l_o} \quad (2.32)$$

Onde:

$P$  é a carga solicitante em Kgf;

$A_o$  é a área da secção transversal da peça antes da carga em cm<sup>2</sup>;

$l_o$  é o comprimento inicial da peça antes da ação da carga em cm;

$\varepsilon_{lateral}$  é a contração lateral devido à solicitação de carga (adimensional).

Com uso dessas equações é possível realizar o dimensionamento de alguns tipos de molas estaticamente solicitadas por meio de tração. Normalmente quando a carga em questão é tração, não se faz o uso de molas de borracha, pois a fluência e a deformação permanente à tração são muito maiores quando as mesmas estão sendo solicitadas em trabalho de compressão ou cisalhamento (GARBIM, 2013). Outro ponto importante é que o coeficiente de rigidez, o módulo de elasticidade e o módulo de elasticidade tangencial, de uma mola de borracha quando a mesma está sendo solicitada por alguma carga depende do formato da peça (GARBIM, 2013). Dessa forma para simplificar os cálculos devem-se considerar os valores de “ $E$ ” e “ $G$ ”, para o material sem a solicitação da carga e depois, ter-se em conta o fator de forma e carga, por meio de coeficientes de correção. Apesar de existir tabela que ajudem no dimensionamento é sempre aconselhável o uso valores dos ensaios em laboratório para o tipo exato de borracha que estará sendo utilizado (GARBIM, 2013).

Quando um coxim está sofrendo compressão, as equações são basicamente análogas as de tração, porém, com algumas considerações que serão discriminadas.

- Tensão de compressão (kgf/cm<sup>2</sup>) (GARBIM, 2013):

$$\sigma_c = \frac{P}{A_o} = E_c \varepsilon \quad (2.33)$$

Onde:  $P$  é a carga solicitante em Kgf;  $A_o$  é a área da secção transversal da peça antes da carga em cm<sup>2</sup>;  $E_c$  é o módulo de elasticidade à compressão em kgf/cm<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  é a deflexão devida á solicitação da carga (adimensional).

- Área de atuação da carga no coxim cilíndrico (cm<sup>2</sup>) (GARBIM, 2013):

$$A_o = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.34)$$

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

$$E_c = \frac{P e_o}{\Delta l A_o} \quad (2.35)$$

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

$$f = \frac{P e_o}{A_o E_c} \quad (2.36)$$

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

$$\varepsilon_c = \frac{\Delta l}{e_o} \quad (2.37)$$

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

$$k_{eq} = \frac{P}{\Delta l} = \frac{E_c A_o}{e_o} \quad (2.38)$$

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

- Fator de forma (adimensional) (GARBIM, 2013):

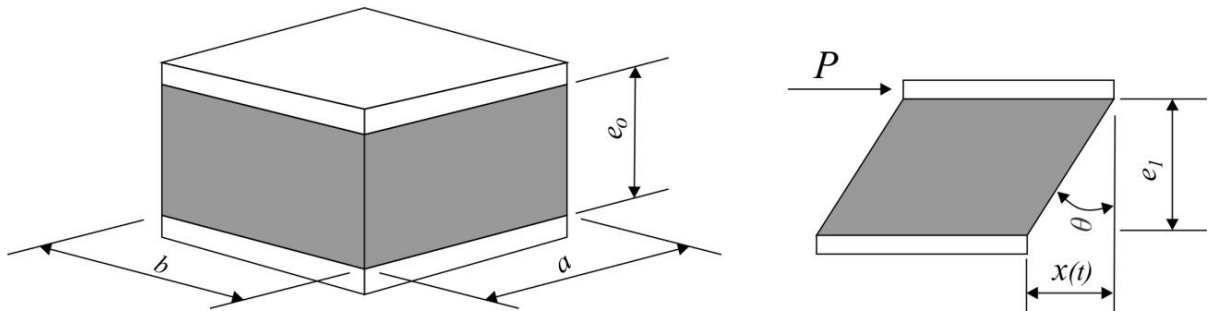
$$F_f = \frac{A_s}{A_t} \quad (2.39)$$

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

$$T_p = \frac{P^2 e_o}{2E_c A_o} \quad (2.40)$$

Quando um coxim está submetido a cisalhamento simples, como apresentado na Fig. (2.13), suas equações fundamentais para o dimensionamento e cálculos das tensões são um pouco diferentes das já apresentadas.

Figura 2.13 - coxim de borracha solicitado por cisalhamento.



Fonte: GARBIM (2013).

- Tensão de cisalhamento (kgf/cm<sup>2</sup>) (GARBIM, 2013):

$$\tau_c = \frac{P}{A_o} \quad (2.41)$$

- Módulo de elasticidade tangencial (kgf/cm<sup>2</sup>) (GARBIM, 2013):

$$G_e = \frac{P e_o}{x_o(t) A_o} = \frac{\tau_c}{\varepsilon} \quad (2.42)$$

- Deslocamento devido à carga (cm) (GARBIM, 2013):

$$x_o(t) = \frac{P e_o}{G_e A_o} = e_o \theta = \frac{e_o \tau_c}{G_e} \quad (2.43)$$

- Deflexão unitária devido à carga (adimensional) (GARBIM, 2013):

$$G_e = \frac{x_o(t)}{\theta} \quad (2.44)$$

- Área de cisalhamento (cm<sup>2</sup>) (GARBIM, 2013):

$$A_o = ab \quad (2.45)$$

- Fator de forma (adimensional) (GARBIM, 2013):

$$F_f = \frac{A_s}{A_t} \quad (2.46)$$

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

$$k_{eq} = \frac{P}{x_o(t)} = \frac{G_e A_o}{e_o} \quad (2.47)$$

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

$$T_p = \frac{P x_o(t)}{2} = \frac{A_o \tau_c^2 e_o}{2G_e} = \frac{vol \tau_c^2}{2G_e} \quad (2.48)$$

Onde:

$A_o$  é a área da superfície de cisalhamento [cm<sup>2</sup>];

$G_e$  é o módulo de elasticidade tangencial estático em Kgf/cm;

$\varepsilon$  é a deflexão unitária devida á solicitação da carga (adimensional);

$e_o$  é a altura inicial do coxim (parte de borracha) em cm;

$vol$  é o volume útil da borracha da mola em cm<sup>3</sup>;

$\theta$  é o ângulo de inclinação ou torção devido à solicitação em rad.

### 2.2.3.2. Dimensionamento Dinâmico

É de conhecimento na engenharia que a propriedade de “histerese” da borracha evita a elevação da amplitude de vibração, dessa forma contribui para a segurança na operação do sistema, porém é imprescindível um dimensionamento assertivo (GARBIM, 2013).

Sabendo que  $k_{eq} = F_m/x(t)$  e  $m_{eq} = P/g$ , onde  $P$  é a força peso ou força sobre a mola, e  $g$  é a gravidade (9,81 m/s<sup>2</sup>), têm-se (GARBIM, 2013):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} = \sqrt{\frac{F_m/f}{P/9,81}} = \frac{31,3209}{\sqrt{x(t)}} = \frac{31,3209}{\sqrt{\Delta l}} \quad (2.49)$$

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

$$n_n = \frac{299,093}{\sqrt{x(t)}} = \frac{299,093}{\sqrt{\Delta l}} \quad (2.50)$$

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



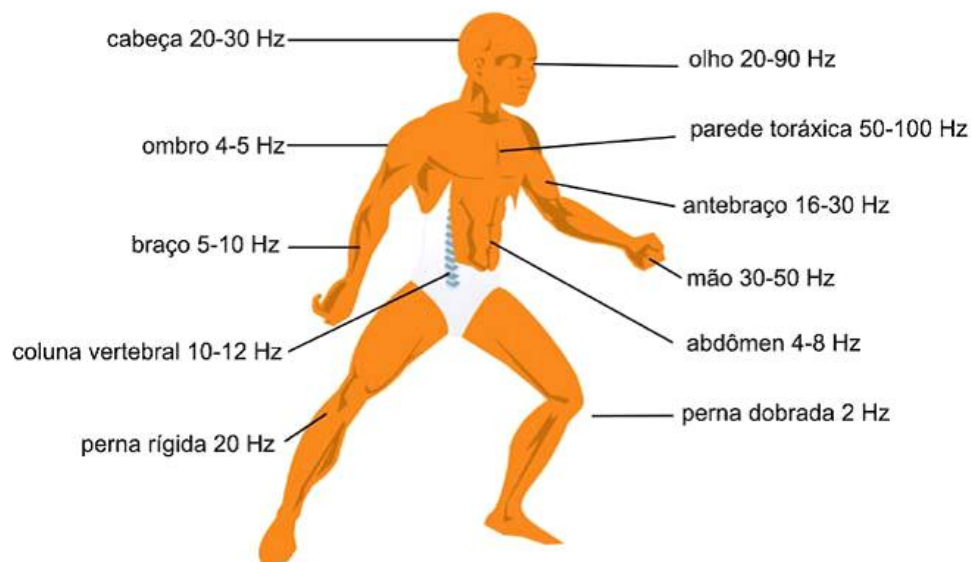
$$f_n = \frac{4,985}{\sqrt{x(t)}} = \frac{4,985}{\sqrt{\Delta l}} \quad (2.51)$$

Para um dimensionamento se utiliza da Tab.(B.3) do anexo B que é embasada na porcentagem de vibração transmitida “ $vt$ ” em função da razão de frequências. Quando uma forçada excitadora é imposta ao sistema, é possível através da Tab.(B.3), verificar qual a porcentagem da força excitadora será transferida para o sistema, bem como o amortecimento (GARBIM, 2013). Quando for necessário dimensionar um coxim de borracha tendo como dado de entrada a vibração excitadora e tendo como garantia uma porcentagem máxima de vibração transmitida “ $vt$ ”, pode-se definir pela Tab.(B.3), qual o valor da razão e encontrar o valor da frequência natural que satisfaça a condição. Uma vez encontrado o valor da frequência natural, poderá ser definida qual a deformação  $x_o(t)$ , que atenda a condição necessária e posteriormente, será possível dimensionar o coxim por meio do procedimento estático (GARBIM, 2013).

### 2.3 VIBRAÇÃO OCUPACIONAL

O corpo humano possui uma vibração natural. Se uma frequência externa coincide com a frequência natural do sistema, ocorre a ressonância, que implica em amplificação do movimento. A energia vibratória é absorvida pelo corpo, como consequência da atenuação promovida pelos tecidos e órgãos. O corpo humano possui diferentes frequências de ressonância, conforme a Fig.(2.14).

Figura 2.14 - Diferentes frequências de ressonância do corpo humano.



Fonte: Schutzer, Santos e Pontes Junior (2016).

O corpo humano reage às vibrações de formas diferentes. A sensibilidade às vibrações longitudinais (ao longo do eixo z, da coluna vertebral) é distinta da sensibilidade transversal (eixos x ou y, ao longo dos braços ou através do tórax). Em cada direção, a sensibilidade também varia com a frequência, eis que, para determinada frequência, a aceleração tolerável é diferente daquela em outra frequência (NÉRI et al, 2012). Existem vários efeitos catalogados, sendo que os principais e mais danosos são (TAVARES, 2012):

- perda do equilíbrio, simulando uma labirintite, além de lentidão de reflexos;
- manifestação de alteração no sistema cardíaco, com aumento da frequência de batimento do coração;
- efeitos psicológicos, tal como a falta de concentração para o trabalho;
- apresentação de distúrbios visuais, como visão turva;
- efeitos no sistema gastrointestinal, com sintomas desde enjôo até gastrites e ulcerações;
- manifestação do mal do movimento (cinetose), que ocorre no mar, em aeronaves ou veículos terrestres, com sintomas de náuseas, vômitos e mal estar geral;
- comprometimento, inclusive permanente, de determinados órgãos do corpo;
- degeneração gradativa do tecido muscular e nervoso, especialmente para os submetidos a vibrações localizadas, apresentando a patologia, popularmente conhecida como dedo branco, causando perda da capacidade manipulativa e o tato nas mãos e dedos, dificultando o controle motor.

As vibrações transmitidas ao corpo humano podem ser classificadas em dois tipos, de acordo com a região do corpo atingida (NÉRI et al, 2012):

- 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<sup>2</sup>), que corresponde à raiz quadrada da soma dos quadrados das acelerações médias, medidas segundo os três eixos ortogonais NHO-09 (2012), definida pela equação:

$$Amr = \sqrt{(f_x am_x)^2 + (f_y am_y)^2 + (f_z am_z)^2} \quad (2.52)$$

Onde:

$am_j$  é a aceleração média (fazendo  $j = x, y$  e  $z$ );

$f_j$  é o fator de multiplicação em função do eixo considerado;

$f = 1,4$  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<sup>2</sup>), aceleração resultante de exposição parcial (**arep<sub>i</sub>**), 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, porem o parâmetro **amr** é colhido diretamente no medidor que foi realizado o teste.

$$arep_i = \frac{1}{s} \sum_{k=1}^s amr_{ik} \quad (2.53)$$

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<sup>2</sup>) 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:

$$are = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^m n_i arep_i^2 T_i} \quad (2.54)$$

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 que compõem a exposição diária;

$T$  é o tempo de duração da jornada diária de trabalho.

Segundo a NHO-09 (2012), a aceleração resultante (em  $m/s^2$ ) de exposição normalizada (**aren**) corresponde à aceleração resultante de exposição (**are**) convertida para uma jornada diária padrão de 8 horas, determinada pela seguinte expressão:

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_0}} \quad (2.55)$$

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:

$$VDVR = \left[ \sum_j (VDVexp_j)^4 \right]^{1/4} \quad (2.56)$$

Onde:

$VDVexp_j$  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”;

Tabela 2.1 - Critério de julgamento e tomada de decisão.

<b>aren (m/s<sup>2</sup>)</b>	<b>VDVR (m/s<sup>1,75</sup>)</b>	<b>Consideração técnica</b>	<b>Atuação recomendada</b>
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 NHO 09 (2012).

## CAPÍTULO 3

### DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL E ANÁLISE DE DADOS

#### 3.1 DESCRIÇÃO EXPERIMENTAL

##### 3.1.1 Objeto de Estudo: Bajagreste

O programa Baja SAE BRASIL é um desafio lançado aos estudantes de Engenharia que oferece a chance de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula, visando incrementar sua preparação para o mercado de trabalho. Ao participar do programa Baja SAE, o aluno se envolve com um caso real de desenvolvimento de um veículo off Road, desde sua concepção, projeto detalhado, construção e testes. E o mais estimulante é que as equipes vencedoras são convidadas a participar da competição internacional, nos Estados Unidos. (SAE Brasil, 2019).

Os alunos que participam do Baja SAE BRASIL devem formar equipes que representarão a Instituição de Ensino Superior à qual estão ligados. Estas equipes são desafiadas anualmente a participar da competição, que reúne os estudantes e promove a avaliação comparativa dos projetos. No Brasil a competição nacional recebe o nome de Competição Baja SAE BRASIL e as competições regionais são nomeadas como Etapa Sul, Sudeste e Nordeste. As etapas da competição não são complementares e a equipe vencedora do Baja nacional ganha o direito de competir da etapa internacional da prova nos Estados Unidos. (SAE Brasil, 2019).

O projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens, sendo que a primeira competição ocorreu em 1976. O ano de 1991 marcou o início das atividades da SAE BRASIL, que, em 1994, lançava o Projeto Baja SAE BRASIL. No ano seguinte, em 1995, era realizada a primeira competição nacional, na pista Guido Caloi, bairro do Ibirapuera, cidade de São Paulo. No ano seguinte a competição foi transferida para o Autódromo de Interlagos, onde ficaria até o ano de 2002. A partir de 2003 a competição passou a ser realizada em Piracicaba, interior de São Paulo, no ECPA – Esporte Clube Piracicabano de Automobilismo. Desde 1997 a SAE BRASIL também apoia a realização de eventos regionais do Baja SAE BRASIL, através de suas

Seções Regionais. Desde então dezenas de eventos foram realizados em vários estados do país como Rio Grande do Sul, São Paulo, Minas Gerais e Bahia. (SAE Brasil, 2019).

O Mini Baja SAE da equipe Bajagreste do IFPE-Campus Caruaru é apresentado na Fig. (3.1). O veículo off-road monoposto deve ser capaz de superar uma variada quantidade de obstáculos e condições severas de terreno. A cada novo protótipo construído os alunos buscam inovar usando diferentes materiais mantendo a mesma durabilidade, robustez e conforto, sempre buscando a redução de massa do veículo.

Figura 3.1 - Protótipo baja SAE da Equipe Bajagreste.



Fonte: autoria própria.

As equipes seguem a um rigoroso regulamento onde no qual todas as equipes devem usar o mesmo motor e devem o manter com todas as características originais. O motor regulamentado é o Briggs & Stratton de 10hp da série 20s ou 19l apresentado na Fig.(3.2). É de conhecimento na engenharia que todo MCI gera vibrações que são transmitidas a estrutura do veículo afetando o conforto, dirigibilidade e a vida útil dos componentes. Visto que na atualidade, o protótipo da equipe Bajagreste não apresenta um componente isolador de vibração (coxim) do motor, é perceptível que grande parte da oscilação passa para a estrutura e para o ocupante, conforme apresentado na Fig.(3.3).

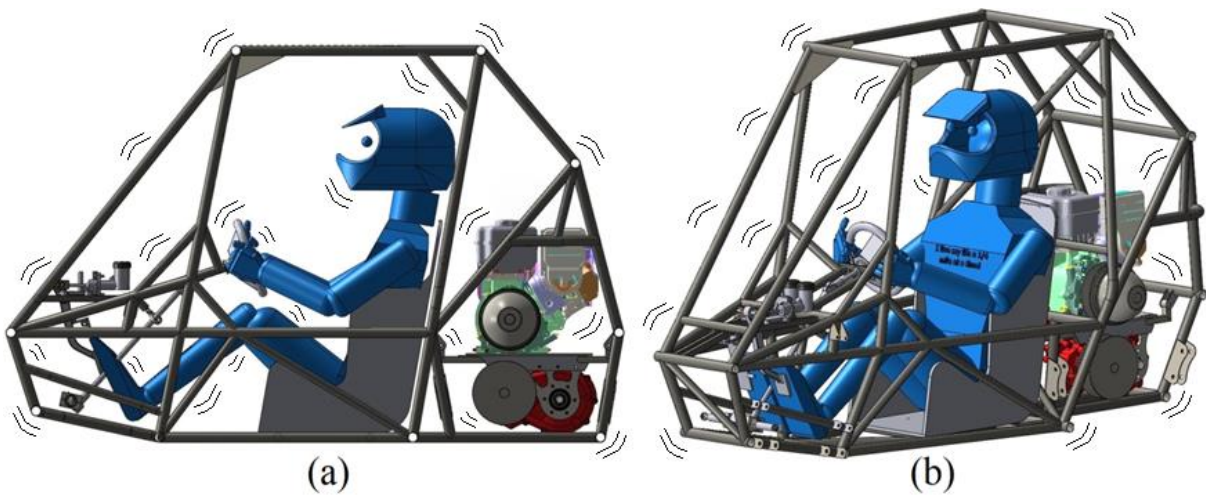
Figura 3.2 - Motor Brings & Stratton serie 20.



Fonte: briggsandstratton.com.

Buscando a melhoria contínua do projeto e a implementação de tecnologias ainda não utilizadas no protótipo, busca-se neste trabalho o estudo vibracional gerado pelo motor, o dimensionamento e a seleção de um isolador vibracional comercial (coxim) para a atenuação da transmissibilidade oscilatória entre o motor do protótipo e a estrutura do veículo.

Figura 3.3 - Vibrações globais na estrutura do baja.



Fonte: Adaptado de <https://zainnoordin.weebly.com/>.



### 3.1.2 Medição da Vibração Estrutural

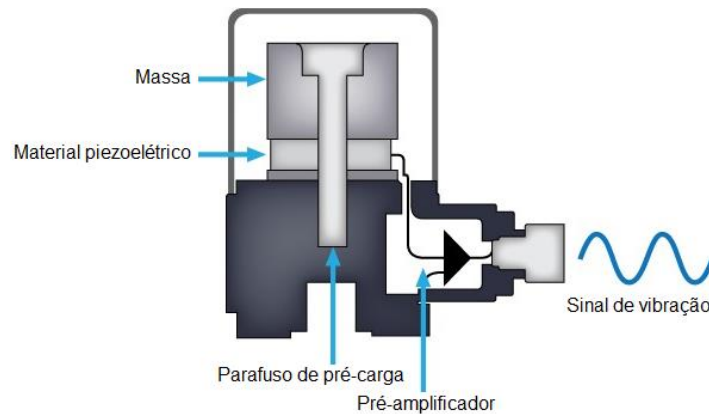
Sensores/transdutores são elementos físicos capazes de captar variações físicas e transforma-las em sinais ou impulsos elétricos. A seleção do sensor é parte primordial na etapa de instrumentação, sendo necessária a identificação da aplicação e o atendimento da precisão para às especificações da variável medida (TOLEDO JÚNIOR, 2018).

O acelerômetro é um dispositivo que produz um sinal elétrico de saída proporcional a sua aceleração. Para selecionar o acelerômetro mais adequado para a realização de um ensaio dinâmico, devem-se considerar três fatores de extrema importância: massa, sensibilidade e faixa de frequência de captação dos sinais (CARVALHO, 2002). Um acelerômetro ideal deve ter sensibilidade suficiente para detectar a variação na resposta da estrutura. Quanto à faixa de frequência de captação dos sinais, deve-se escolher o acelerômetro com base na frequência das forças que agem sobre a estrutura ou através de uma estimativa da faixa de frequência na qual deverão acontecer os modos de vibração de interesse (CARVALHO, 2002).

Os acelerômetros não necessitam de fontes de alimentação e são instalados externamente. Várias são as tecnologias encontradas no mercado, entre eles podem-se citar os piezoelétricos, piezorresistivos e os capacitivos (SILVA, 2013). A sensibilidade e a massa do acelerômetro dependem diretamente da aceleração que se deseja medir. Geralmente, acelerômetros piezoelétricos, relativamente grandes, apresentam valores mais elevados de sensibilidade. A sensibilidade é dada, normalmente, por pC/g ou mV/g. São sensíveis ainda aos métodos de instalação (ou fixação) e à condição da superfície (SILVA, 2013).

A maior parte dos acelerômetros são sensores micro eletromecânicos, ou Micro Electro Mechanical Sensors (MEMS). O princípio básico destes sensores é o deslocamento de uma pequena massa de prova implantada na superfície de silício do circuito integrado e suspensa por pequenas vigas flexíveis. A Fig. (3.4) apresenta um típico sensor do tipo piezoelétrico.

Figura 3.4 - O acelerômetro fornece sinais de tensão de saída proporcionais à força da vibração no cristal piezoelétrico.



Fonte: Adaptado de <https://www.ni.com/pt-br/innovations/white-papers/06/measuring-vibration-with-accelerometers.html>

O princípio básico de funcionamento de qualquer acelerômetro consiste na 2ª Lei de Newton, no qual uma força agindo sobre uma determinada massa produz uma aceleração. O acelerômetro mais comum e com custo mais reduzido utiliza a massa inercial acoplada a um transdutor piezoelétrico (SILVA, 2013). Materiais piezoelétricos são capazes de produzir diferença de potencial entre suas extremidades quando submetidos à uma força ou pressão. Quando a máquina no qual o acelerômetro está montado vibra, a massa inercial exerce uma força sobre o cristal piezoelétrico, gerando uma diferença de potencial nas suas extremidades (SILVA, 2013). A carga elétrica gerada é proporcional à força de excitação que age sobre o cristal, tal que:

$$q = d_{ij} \times F = d_{ij} \times m \times a \quad (3.1)$$

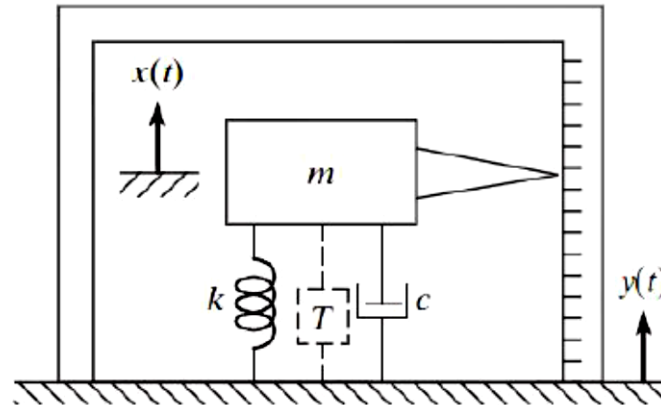
Sendo  $q$  a carga gerada e  $d_{ij}$  o coeficiente do material piezoelétrico.

A carga gerada é convertida e amplificada para uma saída em tensão proporcional à aceleração da vibração. Além de apresentarem uma ampla faixa de passagem (0,1 Hz a 30 kHz), apresentam baixo consumo de energia e alta resistência a choques. Modelos mais comuns medem vibração apenas em um eixo, e devem ser fixados de modo que a direção ou sentido de medição coincida com o seu eixo principal de sensibilidade (SILVA, 2013).

O sensor pode ser modelado como um sistema de excitação de base, como apresentado na Fig. (3.5), tendo a Eq. (2.18) como equação de movimento. Para a simplificação da análise é pertinente definir uma relação de deslocamento relativo como:

$$z(t) = x(t) - y(t) \quad (3.2)$$

Figura 3.5 - Esquema de um instrumento sísmico.



Fonte: Rao (2008).

Para tal,  $x(t)$  e  $y(t)$  são definidos como os deslocamentos da massa sísmica e do corpo vibratório respectivamente, sendo ambos medidos em relação a uma referência inercial (ARRUDA, 2017). Substituindo a relação de deslocamento relativo, na equação de movimento, e assumindo que todos os movimentos ( $x, y, z$ ) possuem origem harmônica, obtém-se a Eq. (3.3).

$$m_{eq} \ddot{z}(t) + c_{eq} \dot{z}(t) + k_{eq} z(t) = m_{eq} \omega^2 Y \text{sen}(\omega t) \quad (3.3)$$

Cuja a solução é dada por:

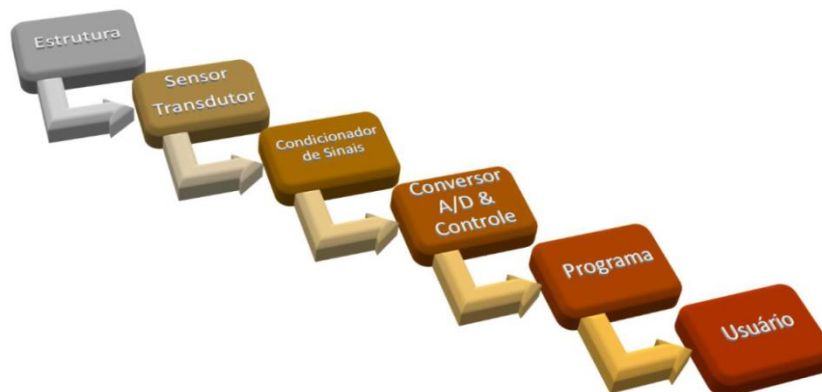
$$z(t) = Z \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (3.4)$$

onde  $Z$  é definido pela Equação (3.5).

$$Z = \frac{Y r^2}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \quad (3.5)$$

Pode-se representar genericamente um sistema de aquisição de dados por meio da Fig. (3.6) (TOLEDO JÚNIOR, 2018):

Figura 3.6 - Esquema de um sistema de aquisição de dados.



Fonte: Toledo Júnior (2018).

O processo em análise é o fenômeno físico que se deseja estudar. No caso de um ensaio dinâmico, o processo em análise é o deslocamento ou aceleração de um ponto em uma estrutura. Estes dados são coletados por sensores. Os condicionadores de sinal são circuitos eletrônicos responsáveis pela alimentação do sensor, a amplificação/redução do sinal, assim como a filtragem. A amplificação/redução se responsabiliza por ajustar a escala de saída da alimentação dos sensores, assim como a escala de entrada do sinal para que se adeque à faixa de entrada do conversor A/D. Os filtros reduzem os ruídos gerados durante o processo de aquisição analógica antes mesmo de ser transformado em sinal digital, com a função de reduzir o custo computacional do pós-processamento dos dados (TOLEDO JÚNIOR, 2018).

Após o condicionamento, os sinais de entrada são enviados para um sistema, geralmente um microcomputador, contendo uma placa conversora A/D. Com essa placa, o sinal analógico é convertido em sinal digital, que pode, então, ser manipulado pelo microcomputador. Através de softwares específicos, os dados obtidos são visualizados instantaneamente e, após uma análise crítica, pode-se validar ou não a medição (CARVALHO, 2002).

Um erro de suma importância no processamento e análise de sinais de vibrações que deve ser anulado é o efeito “aliasing”. Este erro ocorre pela má escolha da frequência de amostragem sob a qual o sinal foi captado. Para resolver esse problema, as bibliografias recomendam que a coleta de dados seja feita com uma taxa de amostragem no mínimo duas vezes maior que a frequência de interesse mais alta contida no sinal, chamada frequência de Nyquist (CARVALHO, 2002).

As gravações dos dados, assim como as leituras, visualização e processamento, são realizadas através de um software geralmente fornecido junto com o equipamento de aquisição, sendo este software individual de cada fornecedor. O programa de aquisição de

dados é responsável pelo controle e configuração do sistema, permitindo que o usuário forneça os dados de entrada e receba as saídas do processo através de uma interface simplificada (TOLEDO JÚNIOR, 2018).

O acelerômetro deve ser montado de modo que o sentido de medição desejado coincida com sua linha central principal da sensibilidade. Os acelerômetros são também ligeiramente sensíveis às vibrações no sentido transversal, mas este pode normalmente ser ignorado porque a sensibilidade transversal é tipicamente menos de 1% da sensibilidade principal da linha central (AVANSE, 2009).

O método de montar o acelerômetro a ponto de medição é um dos fatores mais críticos em obter resultados exatos das medidas de vibração práticas. A montagem incorreta resulta em uma redução na frequência de ressonância, que pode severamente limitar a escala de frequência útil do acelerômetro. A montagem ideal é por um parafuso prisioneiro colocado em uma superfície plana (AVANSE, 2009). Cada acelerômetro é fornecido individualmente calibrado de fábrica e é acompanhado por uma carta detalhada da calibração.

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 7000 Ultrafino com processador Intel Core i7, 16GB e 128GB SSD. A Fig.(3.7) apresenta o sensor e o notebook utilizados.

Figura 3.7 - Montagem e medição com sensor de vibração estrutural.



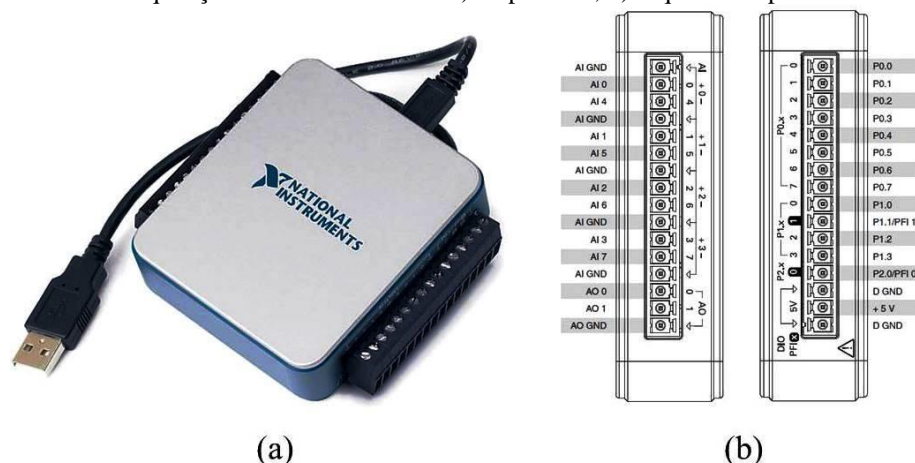
Fonte: Autoria Própria.

### 3.1.3 Instrumentação Virtual

A instrumentação virtual consiste em implantar uma ferramenta de programação adequada, um equipamento de aquisição, que junto a um computador pessoal, executam as tarefas de instrumentos tradicionais (LOPES, 2007). A instrumentação virtual é composta por computador pessoal, um software de programação e dispositivos de aquisição e controle. Um programa executado no computador torna o instrumento ou o controlador acessível ao operador por meio de uma interface gráfica. Essa interface tem botões, chaves, mostradores, indicadores, painéis de exibição de gráficos, etc, apresentados como objetos interativos, animados sob ação do operador através de cursor do mouse (AVANSE, 2009).

O hardware associado ao computador pessoal para se ter um instrumento virtual pode ser dividido em duas categorias: dispositivos de aquisição de dados e dispositivos de controle de instrumentos (LOPES, 2007). Os dispositivos de Aquisição de Dados (DAQ) agem entre o computador e o mundo exterior. Os dispositivos incluem entradas ou saídas analógicas, entradas ou saídas digitais, contadores, temporizadores e filtros. Estes dispositivos funcionam primeiramente como um conversor dos sinais analógicos em sinais digitais, fazendo com que o computador possa interpretá-los. A grande diversidade de placas e de dispositivos pode incluir qualquer uma destas características ou uma combinação delas (AVANSE, 2009). O controle de instrumentos pelo computador é realizado, quando o computador é responsável por monitorar e controlar os instrumentos utilizados nas experiências laboratoriais via comunicação digital de dados, onde se requer o uso de interfaceamento e transmissão de sinais digitais (AVANSE, 2009). O módulo multifuncional DAQ NI USB 6003 da National Instruments, mostrado na Fig. (3.8), foi utilizado para aquisição dos sinais de vibração. Este módulo é disposto de 8 entradas analógicas de  $\pm 10$  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. A Fig.(3.8) apresenta a DAQ utilizada.

Figura 3.8 - Módulo de aquisição de dados utilizado: a) dispositivo, b) esquema de portas de entradas e saídas.



programa, em que o fluxo de dados por meio dos nós no diagrama de blocos determina a ordem de execução dos VI's e das funções (AVANSE, 2009).

O LabView® é uma linguagem muito apropriada para o desenvolvimento de interfaces com o usuário, interagindo com o programador por meio de duas telas separadas: o painel frontal e o diagrama de blocos. No painel frontal, os botões, os indicadores e os gráficos podem ser alcançados para o controle direto do usuário (LOPES, 2007).

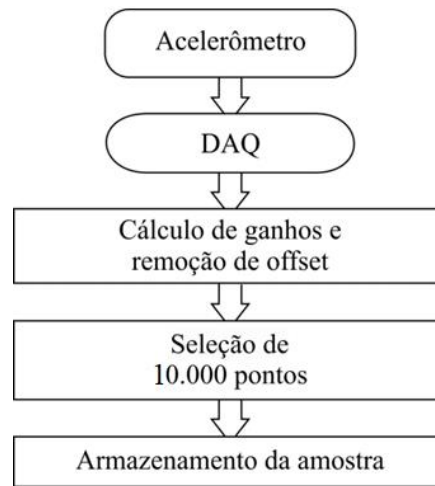
O painel frontal é a parte do VI, que define a relação de usuário. Esta interface com o usuário é desenvolvida por meio de controles e indicadores, que são os terminais interativos de entrada e de saída do VI, respectivamente (LOPES, 2007). Os controles são botões, chaves seletoras, e outros mecanismos de entrada que simulam mecanismos de entrada no instrumento virtual, fornecendo dados ao diagrama de blocos (LOPES, 2007). Os indicadores são gráficos, leds, e outros tipos de saída que simulam mecanismos da saída no instrumento virtual, apresentando os dados que o diagrama de blocos adquiriu ou gerou (LOPES, 2007).

O diagrama de blocos é desenvolvido através de representações gráficas de funções para controlar os objetos do painel frontal (LOPES, 2007). As representações gráficas de funções para controlar os objetos do painel podem ser operações matemáticas, lógicas ou estruturas de programação (while loop, for loop, case structure, etc.) e os objetos do painel frontal são os terminais presentes no diagrama de blocos dos respectivos controles e indicadores (AVANSE, 2009).

Um algoritmo de aquisição de dados gerencia a obtenção dos sinais de vibração por meio da DAQ, e realiza o ajuste de offset. O nível de CC ocorre devido a uma sequência de offsets nas etapas de medição, condicionamento e aquisição dos sinais. Posteriormente, o algoritmo realiza a seleção e o armazenamento de 10.000 pontos dos sinais. A Fig.(3.9) apresenta o diagrama de blocos do algoritmo de aquisição de dados.



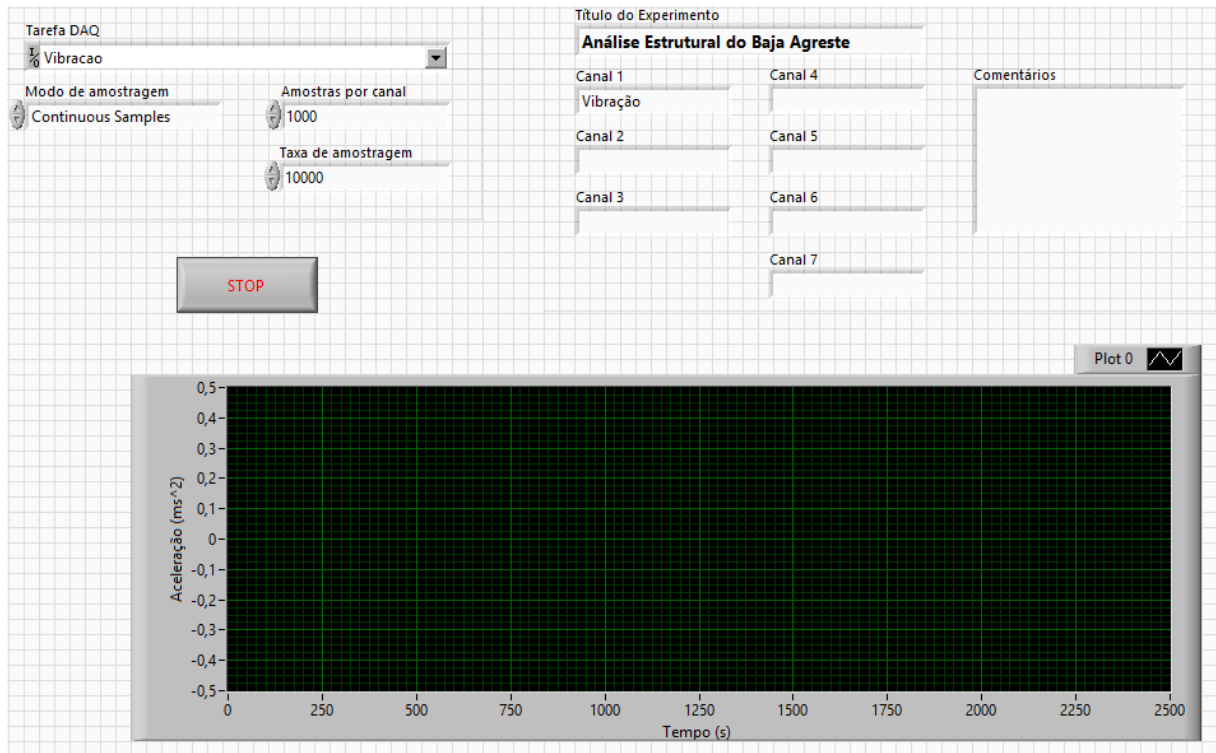
Figura 3.9 - Fluxograma do algoritmo de aquisição.



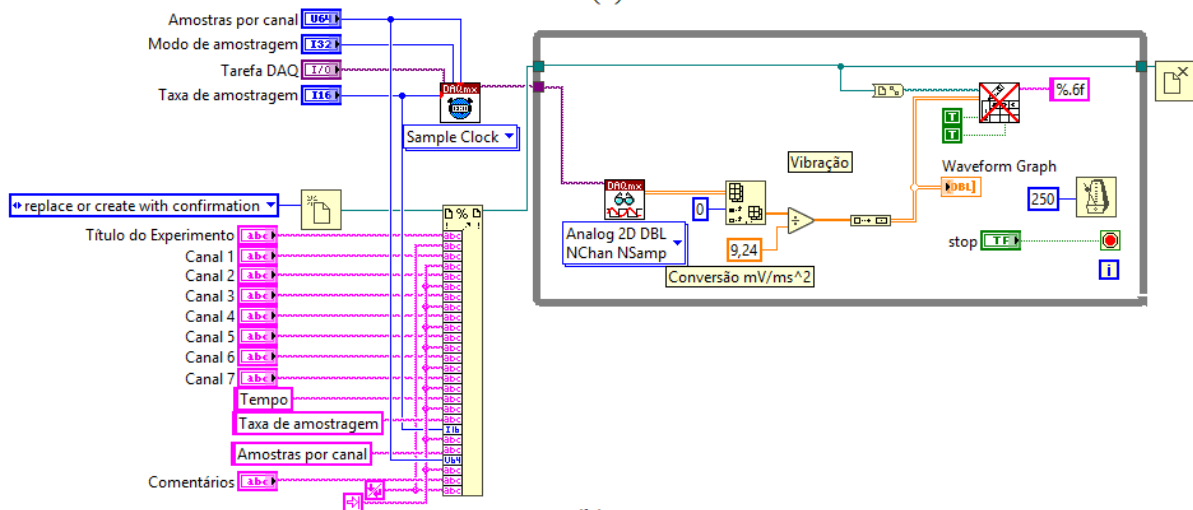
Fonte: Autoria própria.

A Fig.(3.10a) apresenta a interface Homem Máquina (IHM) do algoritmo de aquisição de amostras implementado em LabView® (painel frontal). A Fig.(3.10b) apresenta o algoritmo de aquisição de amostras implementado em LabView® (diagrama de blocos).

Figura 3.10 - Implementação em LabView® do algoritmo de aquisição de amostras.



(a)



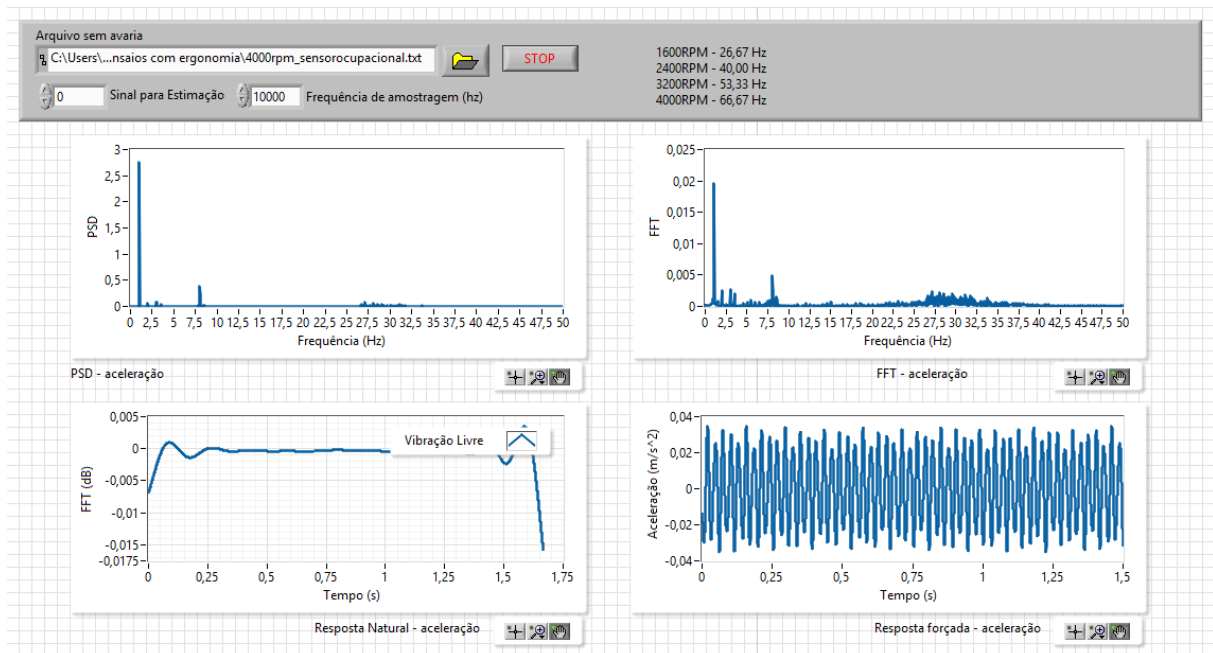
(b)

Fonte: Autoria própria.

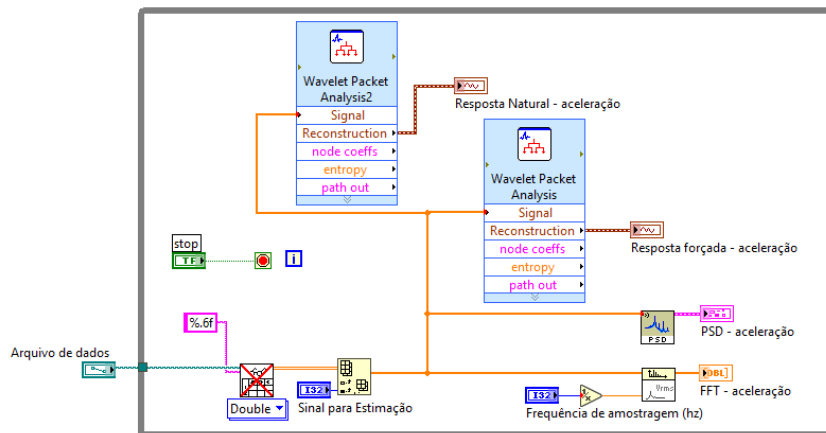
O algoritmo de análise vibracional carrega os arquivos de dados armazenados pelo algoritmo de aquisição de dados e realiza o processamento das amostras (análise espectral, decomposição wavelet, geração de gráficos e filtros).

A Fig. (3.11a) apresenta a interface Homem Máquina (IHM) do algoritmo de análise vibracional implementado em LabView® (painel frontal). A Fig. (3.11b) apresenta o algoritmo de análise vibracional implementado em LabView® (diagrama de blocos). O algoritmo possibilita a observação dos níveis de vibração nas situações com e sem os coxins.

Figura 3.11 - Implementação em LabView® do algoritmo de análise vibracional.



(a)



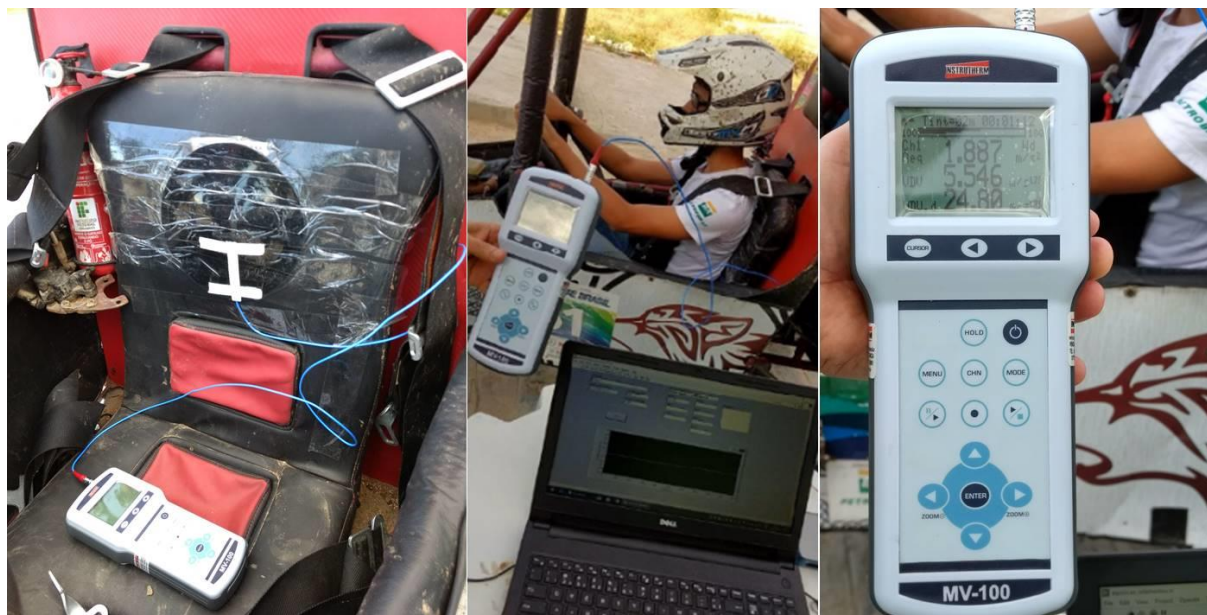
(b)

Fonte: Autoria própria.

### 3.1.4 Medição da Vibração Ocupacional

Um sistema de aquisição de dados para vibração ocupacional segue o mesmo princípio apresentado na Fig.(3.6), entretanto, para esta medição foi utilizado um equipamento comercial. Para a realização das medições de vibração de corpo inteiro foi utilizada uma almofada com um acelerômetro tri axial montada no encosto traseiro do banco (espumado) do motorista. A Fig.(3.12) apresenta a almofada com o acelerômetro e o medidor que controla e registra as medições.

Figura 3.12 - Montagem e medição com sensor de vibração ocupacional de corpo inteiro.



Fonte: Autoria Própria.

O equipamento deve estar calibrado de acordo com as especificações da norma ISO 8041, sendo a periodicidade de calibração estabelecida com base nas recomendações legais brasileiras para o aparelho utilizado, a Fundacentro informa que a periodicidade máxima é de dois anos pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (Inmetro) (FUNDACENTRO, 2014).

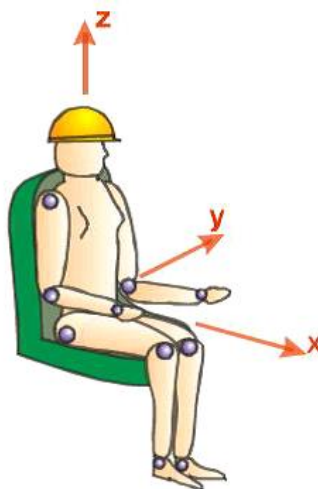
Em relação a precisão do aparelho, é necessário que o equipamento seja do tipo 1 ou do tipo 2. A diferença está apenas na tolerância permitida de  $\pm 3,5\%$  para o tipo 1, e  $\pm 6\%$  para o tipo 2 (CARVALHO, 2019).

Para avaliação da 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  $8 \text{ kS/s}$  (amostras por segundo). O aparelho atende a norma ISO 2631-1, 2, 4:1997 (vibração de corpo inteiro) e apresenta uma sensibilidade de  $100 \text{ mV/g}$ , frequência de resposta de  $0,5 \text{ Hz}$  a  $1 \text{ kHz}$  ( $\pm 5\%$ ).

Utilizou-se o procedimento de medição estabelecido pela ISO 2631 e NHO-09. Os pontos abordados na norma que se destacam são (CARVALHO, 2019):

- Direção da Medição: a almofada com os acelerômetros tri-ortogonais deve estar alinhada conforme ilustrado na Fig.(3.13) deste trabalho.

Figura 3.13 - Direção dos eixos ortogonais para medição de vibração na posição sentado.



Fonte: Good Practice Guide WBV (2008).

- Localização do ponto de medição: os acelerômetros devem estar localizados na interface entre o corpo e a fonte de vibração. A Norma ISO 2631 considera três áreas principais para pessoas sentadas: a superfície de suporte do assento, as costas do assento e a superfície de assentamento dos pés.
- Arredondamentos: A norma NHO-09 recomenda o arredondamento dos resultados para o valor mais próximo, dentro de um intervalo de  $0,1 \text{ m/s}^2$ .

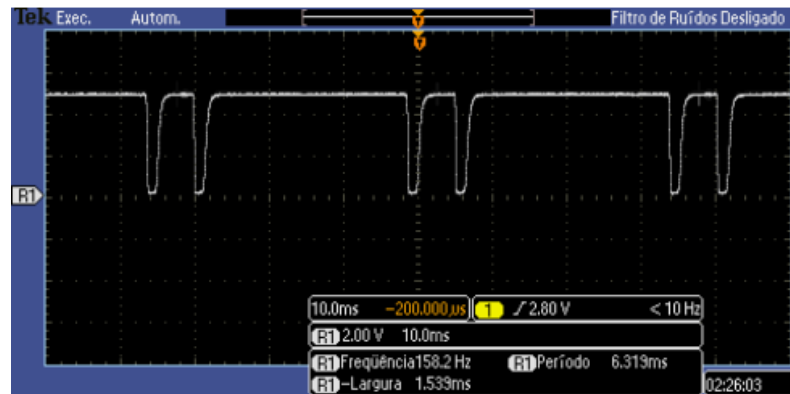
### 3.1.5 Medição da Rotação

O tacômetro utilizado para aferição e ajuste da rotação do motor e para a realização da aquisição dos dados de vibração foi desenvolvido pela equipe Bajagreste 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. 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 optoacoplador 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. O sinal adquirido pode ser visualizado por meio de osciloscópio na Fig.(3.14).

Figura 3.14 - Curva do sinal da vela do motor através do osciloscópio.

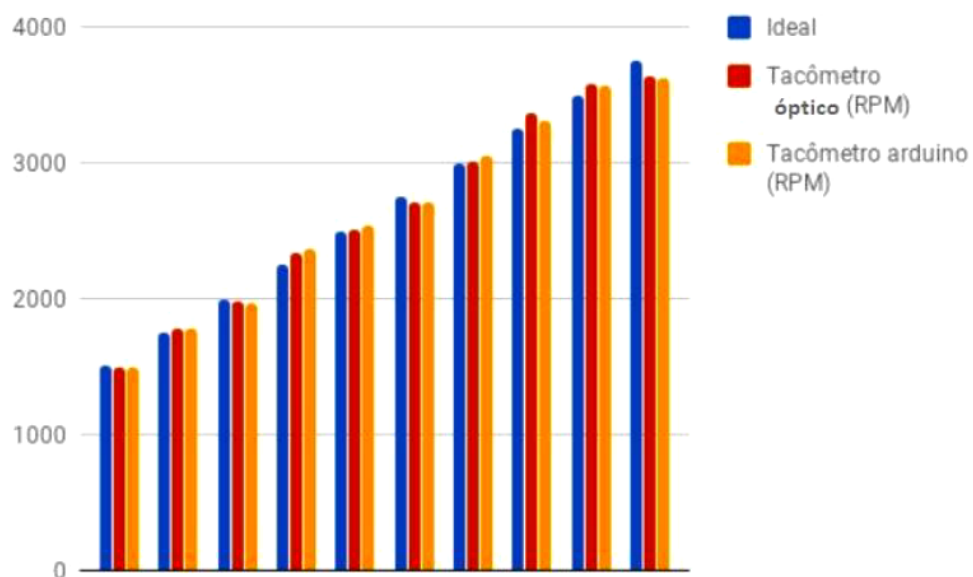


Fonte: Equipe Bajagreste.

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, e de acordo com a Fig.(3.15), que apresenta um gráfico comparativo entre as rotações, é possível notar que a medição foi satisfatória. O erro máximo da medição foi de apenas 1,66%.

Figura 3.15 - Gráfico comparativo das medições dos tacômetros



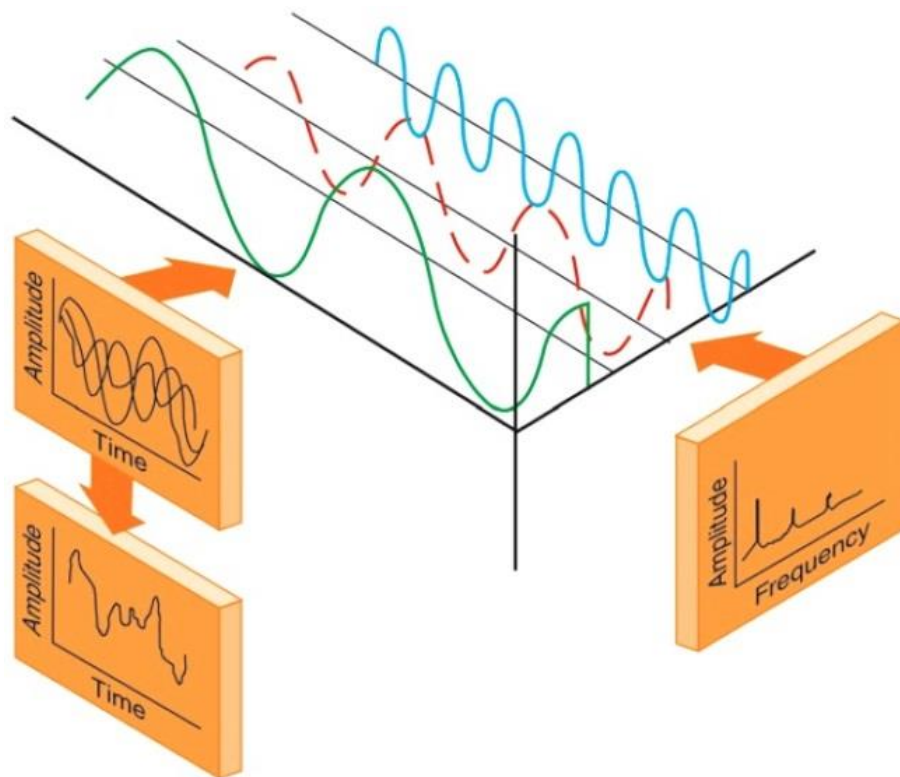
Fonte: Equipe Bajagreste.

## 3.2 ANÁLISE DE SINAIS

### 3.2.1 Análise Utilizando a Transformada de Fourier

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 (OLIVEIRA, SENA e FERNANDES, 2018). A transformada de Fourier é uma quantidade complexa que pode ser definida em termos de amplitude e fase. A representação em termos de amplitude indica quais as componentes em termos de frequência estão presentes no sinal, e de que forma variam as respectivas amplitudes (SOBRINHO, 2015). Ao se aplicar a transformada de Fourier a informação temporal de um sinal é perdida, existindo apenas a informação em frequência. Na Fig. (3.16) um sinal é representado no domínio do tempo e no domínio da frequência.

Figura 3.16 - Representação de um sinal no domínio do tempo e no domínio da frequência.



Fonte: Mathias e Da Costa (2008).

A Transformada de Fourier é uma transformada integral que detecta frequências e representa qualquer função integrável  $f(t)$  como a soma de exponenciais complexas com frequência angular  $\omega$  e amplitude complexa  $F(j\omega)$  (SOBRINHO, 2015).



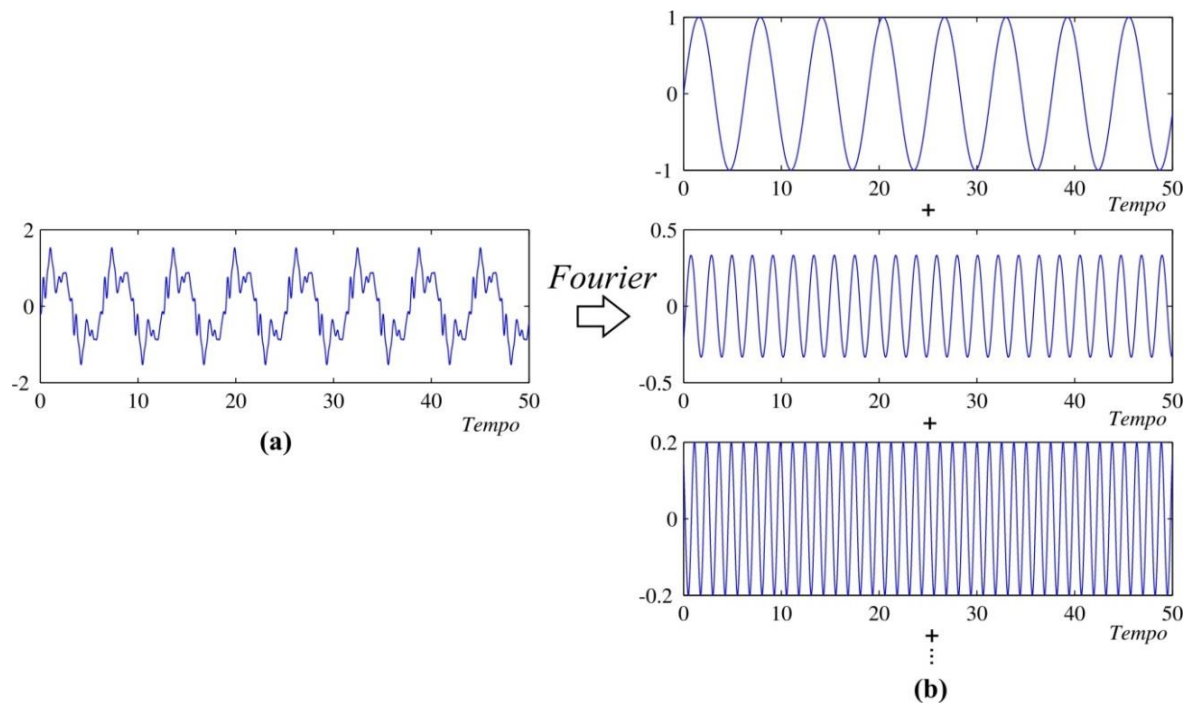
$$F(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad (3.6)$$

Da identidade de Euler,  $e^{j\theta} = \cos\theta + j\text{sen}\theta$ , é obtida uma representação trigonométrica para a transformada.

$$F(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \cos(\omega t) dt - j \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) \text{sen}(\omega t) dt \quad (3.7)$$

Na Fig. (3.17) tem-se o princípio de decomposição de um sinal via FT apresentado.

Figura 3.17 - Princípio da decomposição de um sinal via FT: a) Sinal original, b) Decomposição do sinal original em suas componentes senoidais.



Fonte: Sobrinho (2015).

Em se tratando de sinais empíricos, onde não se dispõe de uma fórmula analítica que permitira o cálculo analítico de sua Transformada de Fourier, é necessário buscar, em lugar da transformada exata, uma aproximação para a mesma, que seja possível de calcular a partir de um conjunto de valores medidos desse sinal (SOBRINHO, 2015). Conhecendo-se um conjunto de pontos que represente os valores das amostras, cobrindo um período inteiro, de um sinal que é periódico e amostrado, deve ser possível calcular de maneira exata a FT desse sinal; pois esses pontos contêm toda a informação necessária para se descrever completamente o sinal (SOBRINHO, 2015).



Considerando-se  $N$  amostras do sinal no domínio do tempo discreto denotadas  $f(k)$ , a Transformada Discreta de Fourier (DFT, do inglês *Discrete Fourier Transform*) é dada por um conjunto de  $N$  amostras do sinal no domínio da frequência denotadas por  $F(s)$  e definidas pela Eq.(3.8) (SOBRINHO, 2015).

$$F(s) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} f(k) e^{-j \frac{2\pi k s}{N}} \quad (3.8)$$

A implementação da DFT passou a ser amplamente utilizada no processamento digital de sinais quando em 1965 os matemáticos Cooley e Tukey apresentaram um algoritmo rápido, que permitiu acelerar o processamento da interpolação de uma grande quantidade de dados por polinômios trigonométricos (SOBRINHO, 2015). Este algoritmo proporcionou uma aplicação com menor esforço computacional, de forma mais rápida e econômica, que se popularizou como Transformada Rápida de Fourier (FFT, do inglês *Fast Fourier Transform*), também mencionada na literatura como Transformada Discreta Rápida de Fourier (SOBRINHO, 2015).

### 3.2.2 Análise Utilizando a Transformada Wavelet

A teoria wavelet é um recurso matemático desenvolvido para várias aplicações e que tem sido usada de forma eficiente para a análise de sinais por meio de processamento de sinal multiresolução, decomposição de sinais e expansão wavelet (MALANGE, 2010; SOBRINHO, 2015). As wavelets representam funções genéricas em termos de “blocos construtivos básicos”, ou “átomos”, fixos em diferentes escalas e posições. A análise por wavelet é do tipo “local em tempo-frequência”, com resolução inversamente proporcional entre tempo e frequência, introduzindo-se, portanto, a noção de escala, levando-se ao conceito de decomposição tempo-escala (SANTIAGO e PEDERIVA, 2003; SOBRINHO, 2015).

Uma função wavelet representa uma curta onda de natureza oscilatória e energia finita, e interpreta o sinal como versões deslocadas e escalonadas de uma wavelet original, chamada de wavelet-mãe (LACERDA et al., 2011; SOBRINHO, 2015). A idéia fundamental da transformada é que ser pontual e proporcional à escala. Ela analisa o sinal em escalas diferentes e se desloca analisando cada ponto do sinal (OLIVEIRA, 2007; SOBRINHO, 2015).

Uma interpretação muito útil à teoria de processamento de sinais é que a Transformada Wavelet corresponde a uma operação de filtragem de um sinal  $x(t)$  por um filtro cujos coeficientes são gerados pela função wavelet que está sendo utilizada na análise (STRANG e NGUYEN, 1996; SOBRINHO, 2015).

Um dos esquemas de implementação (algoritmo rápido) da Transformada Wavelet Discreta (DWT) mais utilizados dentre os disponíveis na literatura é conhecido como Análise de Multiresolução (MRA) ou Algoritmo Piramidal de Mallat (SOBRINHO, 2015; SENA, 2017). Este algoritmo opera com escalas e posições baseadas em uma escala chamada diádica (potência de dois), mostrando que um sinal pode ser decomposto em duas componentes, aproximação e detalhe, e também reconstruído por meio delas (SOBRINHO, 2015; SENA, 2017). A definição da DWT em sua forma diádica-ortonormal é descrita pela Eq. (3.9).

$$DWT(j, k) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{j,k}^*(t) dt, \quad j \text{ e } k \in Z \quad (3.9)$$

Onde a função wavelet-mãe  $\psi_{j,k}(t)$  é expressa por:

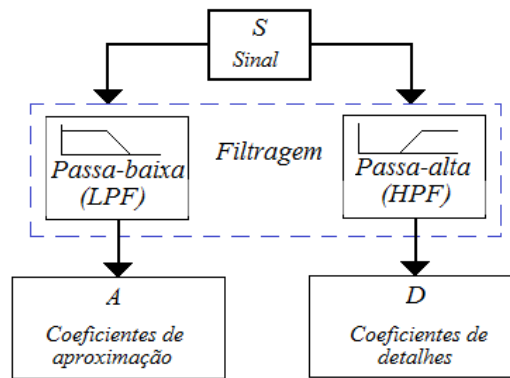
$$\psi_{j,k}(t) = \frac{1}{\sqrt{2^j}} \psi\left(\frac{t - k2^j}{2^j}\right) = 2^{-j/2} \psi(2^{-j}t - k) \quad (3.10)$$

É importante observar que a função de base wavelet não é especificada, ao contrário da FT, na qual é função do tempo e da frequência ( $e^{-j\omega t}$ ). Isso é porque tal base pode ser escolhida dentre um leque de possibilidades, as famílias wavelets (SOBRINHO, 2015). Existem, portanto, diversas funções wavelets reais ou complexas que podem ser usadas como wavelet-mãe, tais como as wavelets de Haar, Morlet, Daubechies, Meyer, Coiflet, Gabor, Cauchy, Bessel, Marr (“Mexican hat”), Poisson, Bessel, Shannon, Franklin, etc. O fato de existir uma preferência por algumas wavelets não quer dizer que outras famílias não apresentem bons resultados (SOBRINHO, 2015). A teoria detalhada da transformada wavelets está descrita em Oliveira (2007) e Addison (2002).

A função wavelet está relacionada a um filtro passa-alta, a qual produz os coeficientes de detalhes da decomposição wavelet (SOBRINHO, 2015). Nesta análise há uma função adicional que está relacionada ao filtro passa-baixa, chamada de função de escalonamento (*scaling functions*), e está associada com os coeficientes de aproximação da decomposição (SOBRINHO, 2015; SENA, 2017). Isto significa que a aproximação contém informações de baixa frequência do sinal original e o detalhe contém as informações de alta frequência deste mesmo sinal (LACERDA et al., 2011). O processo de decomposição Wavelet Discreta Multiresolução é apresentado na Fig.(3.18).

A análise de multiresolução consiste basicamente em decompor um sinal em  $j$ -ésimas resoluções ou níveis ( $j=1,2,3\dots J$ ). A função wavelet  $\psi_{j,k}(t)$  é correlacionada com um filtro passa-alta para fornecer os detalhes (coeficientes) do sinal em diferentes níveis (SOBRINHO, 2015). Na análise multiresolução surge uma função adicional  $\phi_{j,k}(t)$ , chamada de função de escala, a qual é correlacionada com o filtro passa-baixa para fornecer as aproximações do sinal em diferentes níveis (SANTIAGO, 2004; SOBRINHO, 2015).

Figura 3.18 - Processo básico de decomposição Multiresolução.



Fonte: Adaptada de Santiago (2004).

Quando  $j=0$ ,  $\phi_{j,k}(t)$  é o mesmo que o sinal original. Nesta análise,  $A_j[x(t)]$  é chamada de aproximação e  $D_j[x(t)]$  de detalhe do sinal, cujas expressões são dadas por:

$$A_j[x(t)] = x(t) * \phi_{j,k}(t) \quad (3.11)$$

$$D_j[x(t)] = x(t) * \psi_{j,k}(t) \quad (3.12)$$

Onde,  $\phi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \phi(2^{-j}t - k)$  são as funções de escala ortogonais e  $*$  denota a operação de convolução. Como,  $\phi_{j,k}(t)$  e  $\psi_{j,k}(t)$  são correlacionadas por meio de um par de filtros  $h(t)$  e  $g(t)$ , elas podem ser definidas por (SANTIAGO, 2004; SOBRINHO, 2015):

$$\phi_{j,k}(t) = h(t) * \phi_{j-1,k}(t) \quad (3.13)$$

$$\psi_{j,k}(t) = g(t) * \phi_{j-1,k}(t) \quad (3.14)$$

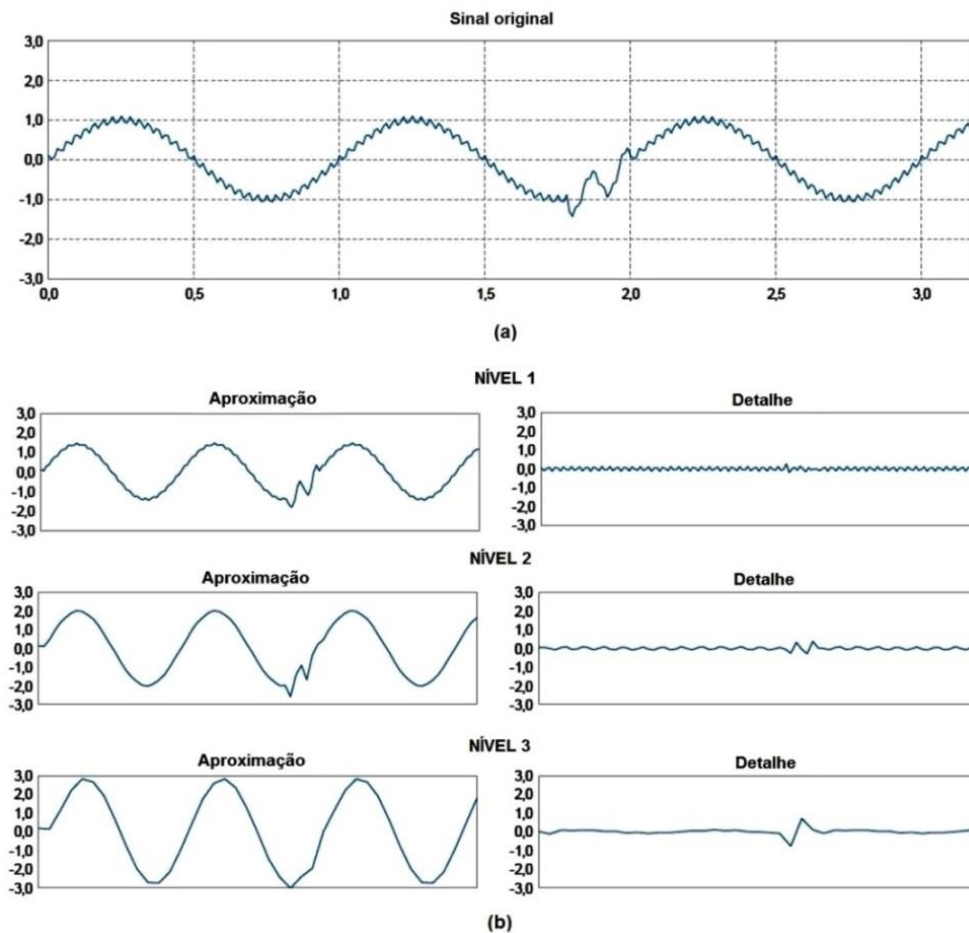
Resolvendo as expressões Eq.(3.13) e Eq.(3.14) e combinando com as Eq.(3.11) e Eq.(3.12), a DWT é obtida por (SANTIAGO, 2004; SOBRINHO, 2015):

$$A_j[x(t)] = h(t) * A_{j-1}[x(t)] \quad (3.15)$$

$$D_j[x(t)] = g(t) * A_{j-1}[x(t)] \quad (3.16)$$

Na Fig.(3.19) o princípio de decomposição de um sinal via análise multiresolução é apresentado. A função de dilatação pode ser interpretada como uma árvore de filtros passa-baixa e alta, com cada passo de transformação do filtro passa-baixa (SOBRINHO, 2015).

Figura 3.19 - Princípio da decomposição de um sinal via análise multiresolução: a) Sinal original, b) Decomposição do sinal original em suas componentes de aproximação e detalhe em três níveis.

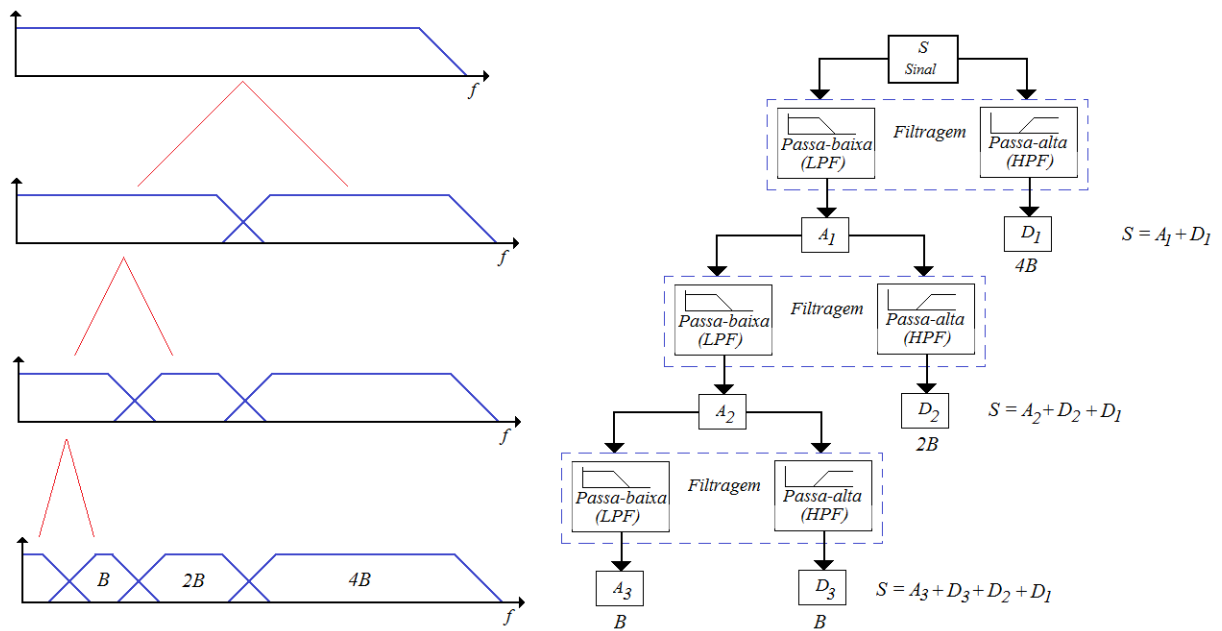


Fonte: Sobrinho (2015).

O sinal original discreto  $S$  decomposto no primeiro nível na componente  $A_1$  por um filtro passa-baixa e uma componente  $D_1$  por um filtro passa-alta (SOBRINHO, 2015). Os

componentes, resultantes da filtragem passa-alta, contém as altas frequências, que já nos fornecem as informações com os mínimos detalhes (SOBRINHO, 2015). Precisa-se então analisar com mais cuidado os componentes resultantes do filtro LPF, pois eles fornecem apenas uma visão global destas frequências (OLIVEIRA, 2007; SOBRINHO, 2015). Portanto, para o segundo nível, a aproximação  $A_1$  é agora decomposta em uma nova aproximação,  $A_2$ , e um detalhe  $D_2$ , e assim, sucessivamente o sinal vai sendo decomposto em componentes de baixa resolução, enquanto que as componentes de alta frequência não são analisadas adiante (SOBRINHO, 2015). Uma árvore de filtros com decomposição em três níveis é apresentada na Fig.(3.20).

Figura 3.20 - Banco de filtros e árvore de filtros com decomposição em três níveis.



A família de wavelets desenvolvida por Ingrid Daubechies constitui wavelets ortonormais de *support size* compacto. As wavelets de Daubechies são divididas em subgrupos, comumente expressos por  $dbN$ , onde  $N$  faz menção ao número de *vanishing moments* (TONELLI NETO, 2012). Assim, para uma wavelet-mãe  $dbN$  (Daubechies de ordem  $N$ ), esta é capaz de representar sinais cuja ordem polinomial não seja superior à  $N-1$  (TONELLI NETO, 2012). A wavelet-mãe  $db6$ , por exemplo, consegue representar sinais de ordem polinomial não superior a cinco. Sendo assim, teoricamente, o aumento do número de *vanishing moments* permite à família de wavelets representar sinais mais complicados (DAUBECHIES, 1992; TONELLI NETO, 2012).  $N$  é o índice de filtragem, que indica o número de momentos nulos da wavelet  $N\psi(t)$  associada à função escala  $N\phi(t)$ , indicando

também a ordem do filtro FIR (Finite Impulse Response) associado à densidade espectral utilizada para a construção da função wavelet.

Estas wavelets não possuem uma expressão explícita (calculadas por meio de procedimentos numéricos) para sua determinação, exceto para a wavelet Daubechies de nível 1, *db1*, que também é conhecida como wavelet de Haar.

## CAPÍTULO 4

### RESULTADOS E DISCUSSÕES

#### 4.1 CARACTERIZAÇÃO DA VIBRAÇÃO SEM ISOLADOR

##### 4.1.1 Vibração Estrutural

Entendendo que um veículo enquanto trafega 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 (BRANCO, 2014). 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 (BRANCO, 2014). 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; BRANCO, 2014).

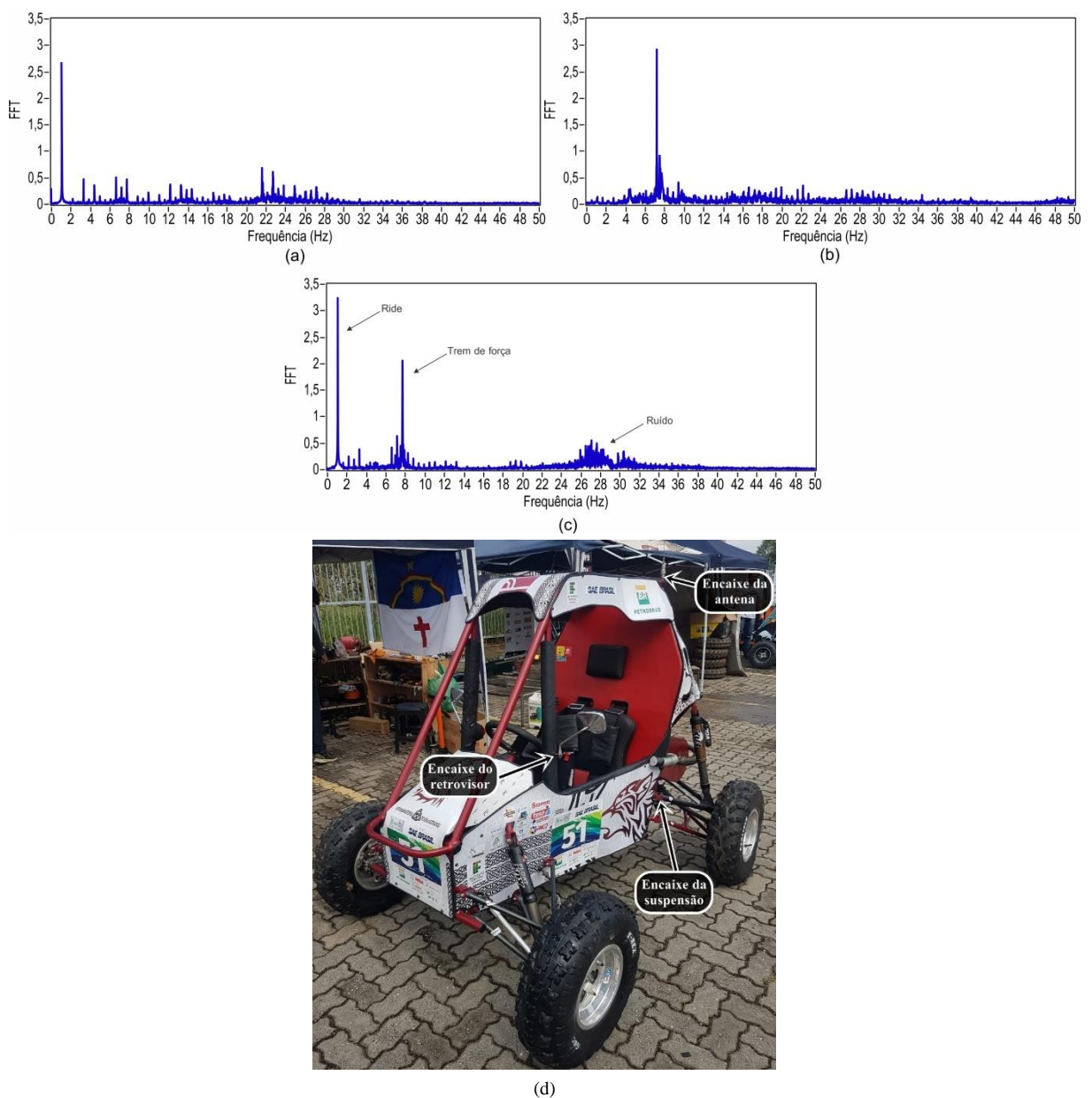
O movimento vertical é a resposta do veículo às mudanças do perfil da pista em que trafega, ocorrendo em baixas frequências e nas faixas dos modos de vibração da suspensão (BRANCO, 2014). Atualmente considera-se aceitável a frequência de “ride” pela indústria automobilística valores entre 1,2Hz a 1,6Hz (DUARTE, 2010; BRANCO, 2014). Para veículo “off-road”, toma-se o valor máximo de 1,6Hz para análise (BRANCO, 2014). 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 (BRANCO, 2014). 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 (BRANCO, 2014).

Todos os testes para as aquisições de dados descritas nesse trabalho foi realizada com o veículo no chão e com o piloto dentro do veículo usando todo equipamento de segurança. As rodas e os amortecedores a gás foram regulados com a mesma pressão definida pelo

projeto de suspensão da equipe. O motor era acelerado e travado na rotação desejada até que todos os dados eram coletados.

Inicialmente foram coletados sinais de vibração em pontos distintos do veículo para comparação da sensibilidade às frequências do trem de força e movimento vertical da estrutura. Os pontos escolhidos foram: encaixe do retrovisor (local próximo ao volante), base da bandeira e apoio da suspensão, que podem ser vistos na Fig.(4.1d). A Fig.(4.1) apresenta os sinais da FFT obtidos no encaixe do retrovisor (4.1a), no apoio da suspensão (4.1b) e no encaixe da antena (4.1c) com o motor funcionando a 4000 RPM.

Figura 4.1 - Espectros a 4000 RPM obtidos sem isoladores: a) no encaixe do retrovisor, b) no apoio da suspensão, c) no encaixe da antena, d) pontos de fixação do sensor no carro.

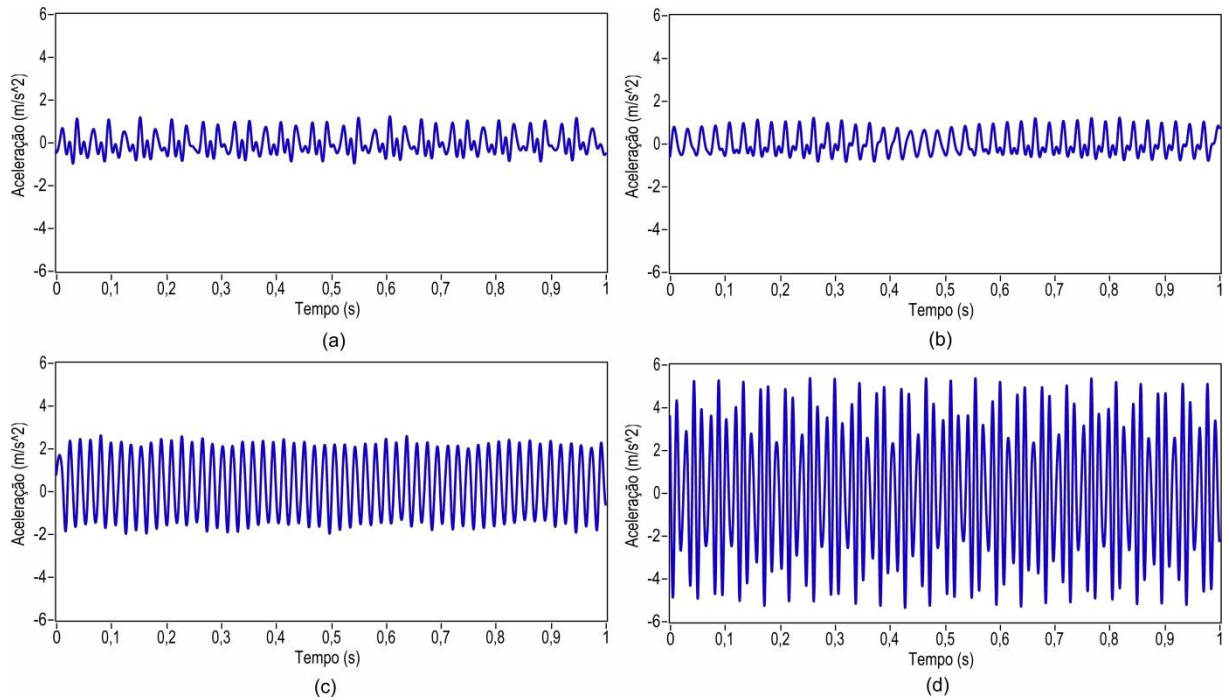


Fonte: Autoria Própria.



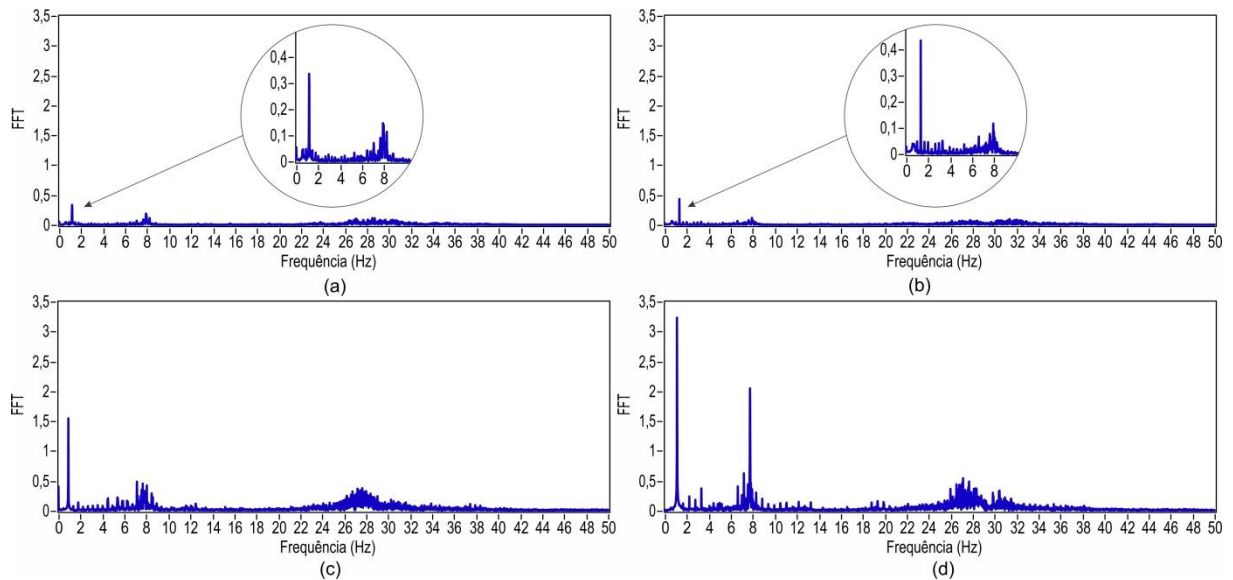
A partir da Fig.(4.1) foi possível observar que o ponto no encaixe da antena apresentou uma sensibilidade, tanto no “ride” quanto para o trem de força, mais coerente em comparação aos dados da vibração ocupacional. Neste sentido, os demais ensaios foram todos realizados com sensor fixado no encaixe da antena. O ponto na suspensão apresenta, de forma coerente, uma maior sensibilidade ao trem de força, e o encaixe do retrovisor ao “ride”. Na Fig.(4.2) é possível observar o comportamento das acelerações conforme o aumento da rotação. Estes sinais foram filtrados por meio de decomposição wavelet (utilizando a função de Daubechies 12, db12, no oitavo nível) a fim de apresentar as componentes fundamentais do “ride” e trem de força. Na Fig.(4.2) observa-se a sobreposição das frequências de “ride” e trem de força, principalmente a 2400 RPM. A Fig.(4.3) apresenta os sinais da FFT das rotações propostas, onde é possível observar na Fig.(4.3d) 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 o valor observado 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 pudessem sofrer atenuações.

Figura 4.2 - Acelerações com motor funcionando sem isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM.



Fonte: Autoria Própria.

Figura 4.3 - Espectros com motor funcionando sem isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM.



Fonte: Autoria Própria.

#### 4.1.2 Vibração Ocupacional

Os dados obtidos da exposição ocupacional (sem isolamento) 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 Tab. (2.1), 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.

## 4.2 SELEÇÃO DE COXIM COMERCIAL

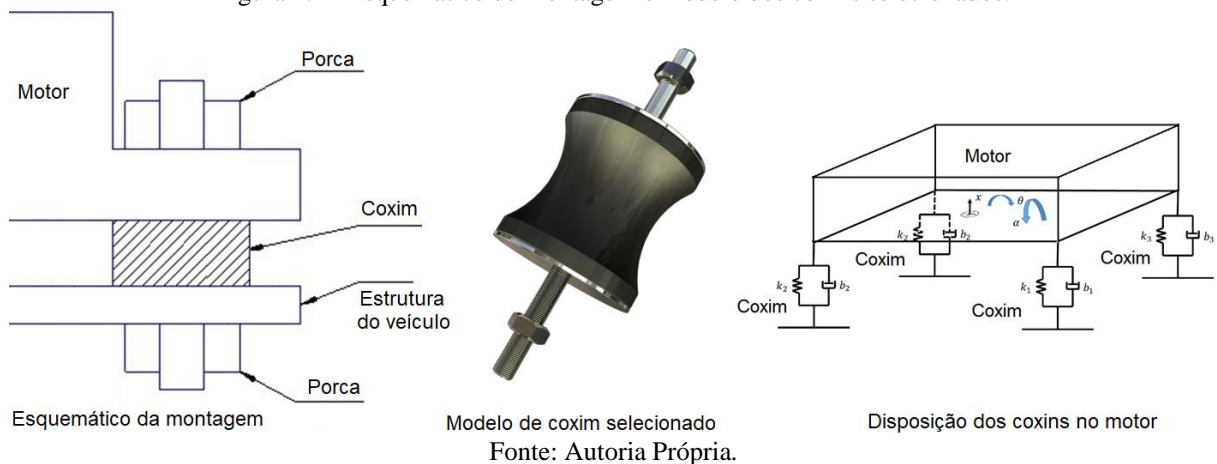
Observando os coxins comerciais disponíveis, escolheu-se o catálogo de opções da marca Vibra-stop® por trazer dados técnicos básicos sobre os produtos, necessários para o cálculo de seleção, conforme a Tab. (4.1). Na Fig.(4.4) é apresentado o coxim selecionado e a forma de montagem no veículo.

Tabela 4.1 - Especificações da linha de coxins em borracha natural.

Referência	Capacidade de carga		Diâmetro da Cintura e externo	Altura da Borracha	Dureza da Borracha	Deflexão
	Compressão	Tração (T) e Cisalhamento (C)				
<b>Coxim nº 1 MM</b>	10 – 70 kgf	2kg (T) ou 4kg (C) – 14 kgf	23 – 30 mm	30 mm	60 shore A	1,4 mm / 70 kg
<b>Coxim nº 2 MM</b>	70 – 150 kgf	14 – 30 kgf	39 – 50 mm	50 mm	60 shore A	1,8 mm / 150 kg
<b>Coxim nº 3 MM</b>	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 4.4 - Esquemático de montagem e modelo dos coxins selecionados.



A partir da indicação do fabricante para o uso do Coxim nº 1, o qual apresenta os dados de ensaios conforme o Anexo A, é possível prever a capacidade de atenuação para a aplicação. Os dados abaixo serão utilizados para solucionar o problema vibracional descrito na sequência.

Rotação do motor: 4000 RPM;

Peso do motor: 25 Kg;

Quantidade de coxins em paralelo: 4;

Dimensões do coxim:  $\phi_{int} = 23$  mm,  $\phi_{ext} = 30$  mm e  $e_o = 30$  mm;

Tipo de esforço: Compressão.

A partir da Tab. (B.1), o módulo de elasticidade “Ec” para borracha com dureza de 60 shore A é de 35,22 Kgf/cm<sup>2</sup>. A força axial sobre cada coxim será:

$$P_{coxim} = \frac{P_{total}}{N_{coxins}} = \frac{25 \text{ Kg}}{4} = 6,25 \text{ Kgf} \quad (4.1)$$

A área da secção transversal (diâmetro inferior) do coxim é calculada será:

$$A_o = \frac{\pi \phi_{int}^2}{4} = \frac{\pi (2,3 \text{ cm})^2}{4} = 4,15 \text{ cm}^2 \quad (4.2)$$

A deformação devido a carga em cada coxim será:

$$x_o(t) = \frac{P_{coxim} e_o}{E_c A_o} = \frac{6,25 \text{ Kgf} \times 3 \text{ cm}}{35,22 \text{ Kgf/cm}^2 \times 4,15 \text{ cm}^2} = \frac{18,75 \text{ cm}}{146,16} = 0,128 \text{ cm} = 1,28 \text{ mm} \quad (4.3)$$

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

$$e_o(\%) = \frac{x_o(t)}{e_o} \times 100 = \frac{0,128 \text{ cm}}{3 \text{ cm}} \times 100 = 4,28\% \quad (4.4)$$

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

$$\sigma_c = \frac{P_{coxim}}{A_o} = \frac{6,25 \text{ Kgf}}{4,15 \text{ cm}^2} = 1,51 \text{ kgf/cm}^2 \quad (4.5)$$

Comparando a tensão de trabalho com o valor da Tab.(B.2), onde a tensão específica para borracha natural (NR, do inglês Natural Rubber) é de 5,3 kgf/cm<sup>2</sup>, conclui-se que o dimensionamento é satisfatório. Segundo a literatura, a tensão de ruptura á compressão para esta borracha é de aproximadamente 140 kgf/cm<sup>2</sup>.

O Cálculo do coeficiente de rigidez da borracha do coxim, em trabalho, conforme a Eq.(2.47):

$$k_{eq} = k_{trab} = \frac{P_{coxim}}{x_o(t)} = \frac{6,25 \text{ Kgf}}{0,128 \text{ cm}} = 48,83 \text{ kgf / cm} \quad (4.6)$$

O Cálculo da frequência rotacional natural admitida pelo coxim, conforme a Eq.(2.50):

$$n_n = \frac{299,093}{\sqrt{x_o(t)}} = \frac{299,093}{\sqrt{0,128 \text{ cm}}} = 835,45 \text{ RPM} \quad (4.7)$$

Cálculo da razão de vibração transmitida:

$$X_{transm} = \frac{n_e}{n_n} = \frac{4000 \text{ RPM}}{835,45 \text{ RPM}} = 4,79 \quad (4.8)$$

Pela Tab. (B.3) observa-se que, a vibração transmitida “Vt” é menor que 7,0% da vibração de excitação, e o amortecimento é maior que 93,3% aproximadamente.

### 4.3 CARACTERIZAÇÃO DA VIBRAÇÃO COM ISOLADOR

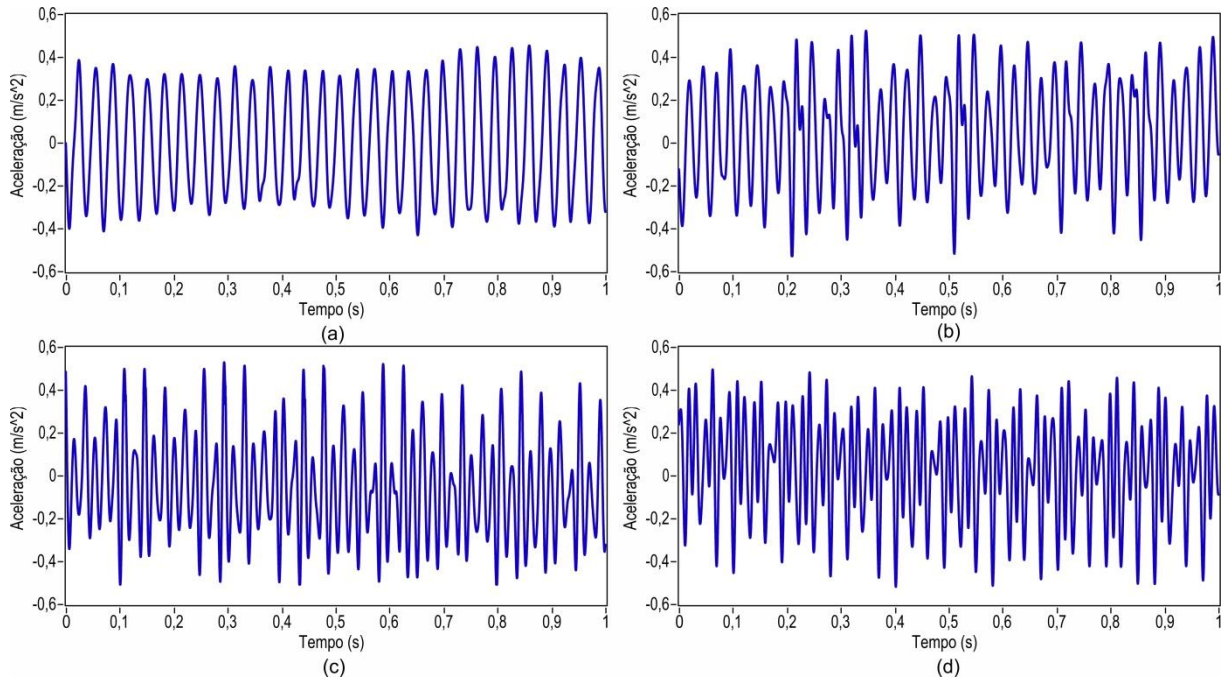
#### 4.3.1 Vibração Estrutural

Após a instalação dos coxins, observou-se uma grande redução nas amplitudes da vibração global, principalmente no “ride”. Na Fig. (4.5) é possível observar o comportamento das acelerações conforme o aumento da rotação após a instalação dos coxins. De forma semelhante às acelerações apresentadas sem coxins, estes sinais foram filtrados por meio de decomposição wavelet a fim de apresentar as componentes fundamentais do “ride” e trem de força.

A Fig. (4.6) apresenta os sinais da FFT das rotações propostas, onde é possível observar na Fig. (4.6d) 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 a espuma do banco, que funciona como um isolamento da estrutura e o condutor do veículo. Houve portanto, para a vibração estrutural à 4000 RPM, uma redução de 93,33% na amplitude.

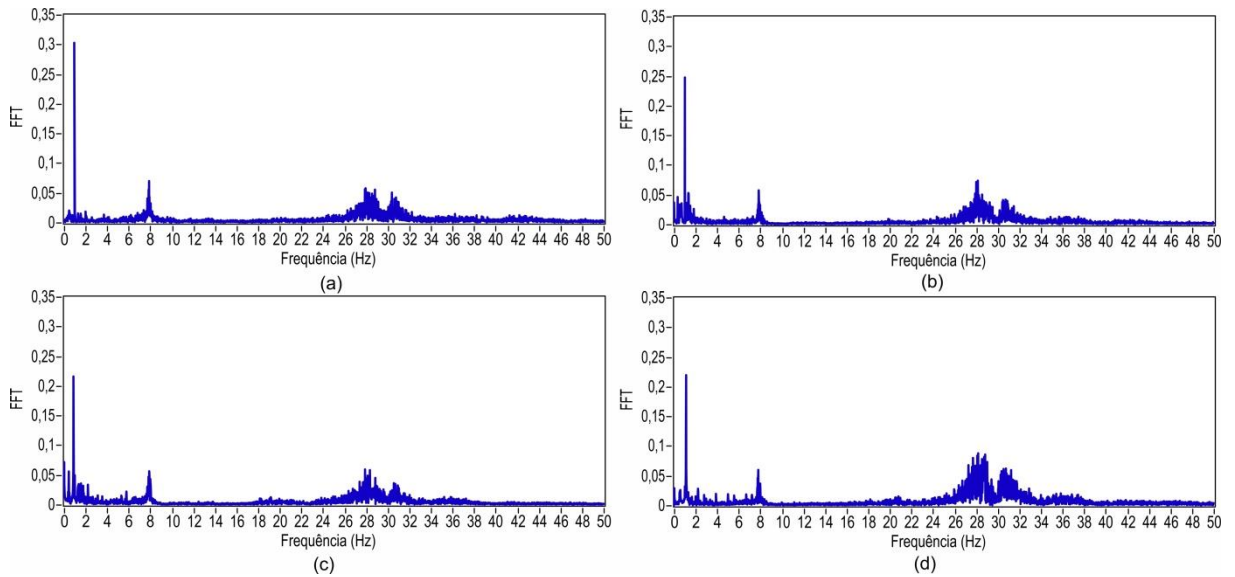
A Fig. (4.7) apresenta um comparativo dos sinais da FFT com a rotação do motor em 4000 RPM, bem como um comparativo das acelerações nesta rotação, antes e depois da instalação dos coxins.

Figura 4.5 - Acelerações com motor funcionando com isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM.



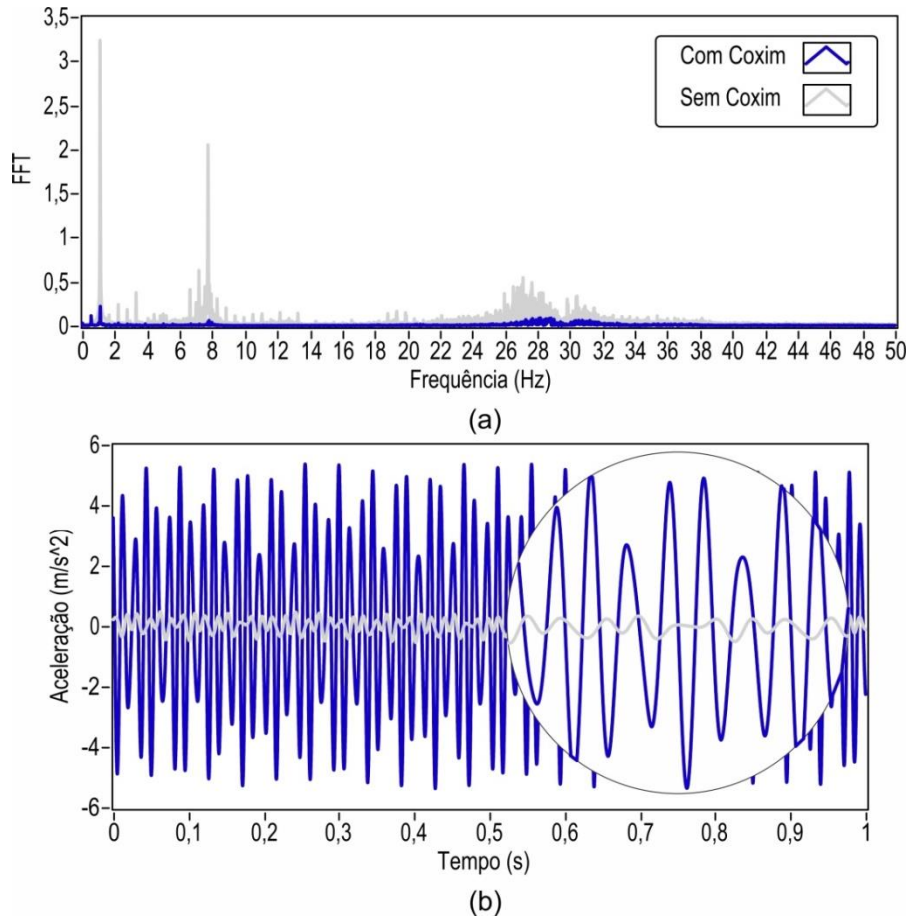
Fonte: Autoria Própria.

Figura 4.6 - Espectros com motor funcionando com isoladores: a) 1600 RPM, b) 2400 RPM, c) 3200 RPM, d) 4000 RPM.



Fonte: Autoria Própria.

Figura 4.7 - Comparativos à 4000 RPM, com e sem a instalação de isoladores: a) espectros da vibração, b) amplitude das acelerações.



Fonte: Autoria Própria.

### 4.3.2 Vibração Ocupacional

Os dados obtidos na exposição ocupacional após a instalação dos isoladores apresentaram os seguintes resultados:

Tabela 4.2 - Análise da vibração ocupacional pós coxins.

RPM	are (m/s <sup>2</sup> )	aren (m/s <sup>2</sup> )	VDVR (m/s <sup>1,75</sup> )
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: Autoria Própria.

Observa-se portanto, que para todas as rotações, especialmente as rotações entre 2400 e 4000 RPM, houveram atenuações significantes. Observando a Tab. (2.1), o valor de VDVR em 1,310 m/s<sup>1,75</sup> está bem abaixo do nível de ação.

## CAPÍTULO 5

### CONCLUSÕES

#### 5.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No decorrer dos resultados experimentais foram apresentadas diversas conclusões que aqui serão comentadas novamente nos pontos mais relevantes, bem como os comentários pertinentes aos objetivos do trabalho.

A instrumentação virtual utilizando um acelerômetro industrial foi imprescindível para o desenvolvimento do trabalho, devido a constatação dos valores obtidos na teoria e a comparação com os dados obtidos com o medidor de vibração ocupacional.

A decomposição dos sinais a partir da Transformada Wavelet Packet (WPT) tornou possível a avaliação das bandas de frequências características do veículo pela análise espectral, permitindo a determinação das frequências de oscilação do veículo (aproximadamente 1,5 Hz para o “ride” e 7,5 Hz para o trem de força), bem como as amplitudes destas frequências ao longo de pontos discretos na dinâmica rotacional do motor (1600, 2400, 3200 e 4000RPM). As amplitudes constatadas serviram de base para a análise e seleção dos isoladores de vibrações.

Em todos os ensaios, tanto na análise estrutural quanto na ocupacional, verificou-se que a direção que apresenta os maiores níveis de vibrações é a axial ao isolador, ou seja, vertical ao veículo, na qual todo o peso do conjunto motor é sustentado. O coxim selecionado apresenta uma variação do diâmetro de seu corpo, ou seja, contém uma geometria côncava em formato de carretel. Esta geometria, segundo o fabricante, juntamente com a composição adequada da borracha natural, é responsável pelo desempenho no amortecimento, garantindo flexibilidade e resistência à compressão, que foi constatado como o principal esforço, à tração e ao cisalhamento. Neste sentido, para o cálculo de seleção dos coxins submetidos a compressão, foi utilizado o diâmetro da “cintura” do isolador.

Na condição de rotação mínima de marcha lenta, ou seja, 1600 RPM, a estrutura apresentou baixos níveis de vibração estrutural ( $0,32 \text{ m/s}^2$ ), não promovendo também problemas ocupacionais. Observou-se que o funcionamento do motor nesta rotação era



bastante irregular, devido ao motor ficar na eminência de desligamento, ou ainda devido a vibração ocasionar desajuste no mecanismo de regulação provocando uma variação de rotação.

Na faixa de rotação que o veículo trabalha durante uma competição, entre os 3200 RPM e a rotação máxima, 4000 RPM, a estrutura e conseqüentemente a vibração ocupacional apresentou níveis de vibração muito elevados nos ensaios sem coxins. Quando o veículo é acelerado a 3200 RPM, a amplitude da vibração estrutural vai a 1,51 m/s<sup>2</sup>, aumentando em 3,59 vezes a amplitude observada em 2400 RPM (0,42 m/s<sup>2</sup>), e quando acelerado a 4000 RPM, observa-se um aumento de 2,18 vezes (3,3 m/s<sup>2</sup>) em relação a amplitude com 3200 RPM. A análise estrutural para 4000 RPM apresentou coerência em relação a ocupacional (2,78 m/s<sup>2</sup>) embora em valor inferior devido ao isolamento da estrutura por meio da espuma do banco e também devido a vibração global ocupacional (assento do banco) estar sendo medida em uma posição diferente da estrutural (axial).

Observando o comportamento vibracional da máquina, o cálculo de dosagem da vibração ocupacional, bem como o cálculo para a seleção do sistema de isolamento se concentrou na maior rotação (4000 RPM), sendo portanto uma análise superestimada, mas que teoricamente garantiria a atenuação de toda faixa funcional de rotação. E de fato, a análise pós coxins apresentou, conforme os cálculos de seleção, uma atenuação de 93,33% na amplitude da vibração estrutural para 4000 RPM (0,22 m/s<sup>2</sup>). Observou-se também para as rotações entre 2400 e 4000 RPM, atenuações que garantiram níveis aceitáveis para a exposição ocupacional diária segundo o critério de julgamento e tomada de decisão da norma NHO 09.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADDISON, P.S. 2002. **The Illustrated Wavelet Transform Handbook: Introductory Theory and Applications in Science, Engineering, Medicine and Finance**. IoP, 1st Edition, 2002.
- ANTONIOLLI, E.B. 1999. **Estudo Comparativo de Técnicas de Medição e Análise de Vibrações Para a Manutenção Preditiva em Mancais de Rolamentos**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 125f.
- AQUINO, A.S. 2011. **Controle de Vibração de um Sistema sob Desbalanceamento Rotativo Utilizando Atuador de Liga com Memória de Forma**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa. 117f.
- ARRUDA, J.W. 2017. **Otimização de uma Bancada Experimental para Fins de Análise de Neutralizadores Dinâmicos de Vibrações**. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Ponta Grossa, 70f.
- AVANSE, R.F.L. 2009. **Sistema de Análise de Ruído e Vibração**. Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Elétrica, Universidade São Francisco, Itatiba, 52f.
- AVL ACOUSTICS TRAINING. **Vehicle Noise Sources Características das Fontes de Ruído Veicular**. Ciclo de Workshops I, Parte 4, Brasil, 1996a.
- AVL ACOUSTICS TRAINING. **Vehicle Noise Sources Ruído Interno e Otimização da Vibração**. Ciclo de Workshops I, Parte 6, Brasil, 1996b.
- BARBETTI, M.R.S. 2005. **Estudo Comparativo entre Coxim Hidráulico e Coxim Elastomérico, Aplicados ao Sistema de Apoio do Motor Automotivo**. Dissertação de Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 69f.
- BRANCO, D.B.M.C. 2014. **Análise de Desempenho da Suspensão e Conforto de um Veículo Fora de Estrada do Tipo Baja SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica. Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. 119f.
- BÜRGER, H.; DÖDELBACHER, G. **Influência da Suspensão do Motor Sobre a Vibração do Motor na Marcha Lenta**. Ford - Werke AG, São Paulo, 1987.
- CARVALHO, F.B. 2019. **Estudo da Vibração Ocupacional de Corpo Inteiro em Pedreiras na Região Metropolitana de São Paulo**. Dissertação de mestrado em Engenharia de Minas e de Petróleo, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 119f.

- CARVALHO, F.W.L. 2002. **Procedimento Experimental para Avaliação do Fator de Amortecimento em Estruturas**. Dissertação de Mestrado em Engenharia de Estruturas, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. 141f.f, R.G.
2003. **Influência da Suspensão do Motor nas Vibrações do Volante de um Veículo**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 117f.
- DAUBECHIES, I. **Ten Lectures on Wavelets**. Philadelphia: SIAM Books, 1992, page 357.
- FRANCHINI, D. 2007. **Análise do Nível de Vibrações Verticais no Assento de um Trator Agrícola**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola, Universidade Federas de Santa Maria, Santa Maria. 138f.
- FUNDACENTRO, NHO-09, **Norma de Higiene Ocupacional, Procedimento técnico – Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibração de Corpo Inteiro**, 2013.
- GARBIM, J.V. **Molas e Coxins de Borracha: Dimensionamento Estático**. Centro de Estudos e Inovação (CENNE), 2013.
- GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 p.
- GOOD PRACTICE GUIDE WBV. **Guide to good practice on Whole-Body Vibration**. [S.l.: s.n.], 2008, p. 1-65.
- GRANT, D.; HAYWARD, V. 1999. **Vibration Isolation with High Strain Shape Memory Alloy Actuators: Case of the Impulse Disturbance**, Proceedings of International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Montreal, Canada, Vol. 229.
- HOFMANN, M. **Antivibration Systems – Fundamentals, Designs, Applications**. Verlag moderne industrie, Augsburg, 2002.
- JAZAR, G.N.; GOLDNARAGHI, F. **Engine Mounts for Automotive Applications: A Survey**. The Shock And Vibration Digest, Vol. 34, No. 5, p. 363-379, 05 set. 2002.
- LACERDA, A.L.M. et al., 2011. **Detection of Faults in Three Phase Induction Motors Using Wavelet Packet Analysis**. 21st International Congress of Mechanical Engineering, 2011, Natal - RN.
- LOPES, M.H. et al. 2018. **Influência da Borracha do Coxim na Vibração Global do Motor de um Veículo Tipo Baja SAE**. Anais do XVIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial (CONEMI). vol. 1, pp. 1-8.
- LOPES, V.J.S. 2007. **Instrumentação Virtual Aplicada ao Ensino Experimental de Engenharia Elétrica**. Dissertação de mestrado em Engenharia Elétrica. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

- MALANGE, F.C.V. 2010. **Rede Neuro-Fuzzy-Wavelet para Detecção e Classificação de Anomalias de Tensão em Sistemas Elétricos de Potência**. Tese de Doutorado em Engenharia Elétrica. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira.
- MATHIAS, M.H.; DA COSTA, C. 2008. **Análise de Vibrações Mecânica com FPGA**. Revista Saber Eletrônica, Vol. 429. Outubro 2008.
- Ministério do Trabalho e Emprego BRASIL. **NHO 09: Avaliação da Exposição Ocupacional de Vibrações de Corpo Inteiro**, 2013.
- MORAES, Y.J.O. et al. 2019. **Análise Dinâmica Aplicada ao Controle de Vibrações em Protótipo de Edifício Incorporando Molas LMF Superelásticas**. Revista Princípiã, Vo.1 1, 90-101.
- NAKRA, B.C. 1998. **Vibration Control in Machines and Structures Using Viscoelastic Damping**, Journal of Sound and Vibration, Vol. 211, No. 3, 449-465.
- NÉRI, A.C. et al. 2012. **Cuidados na Operação de Máquinas para Aplainamento de Madeira**. Revista da Madeira - Edição N°130.
- OLIVEIRA, E.A.; SENA, A.P.C.; FERNANDES, L.H.T. 2018. **Detection of Troubles in Three-Phase Induction Motors Using Acoustic Emission and Electrical Current Signs**. In: II Congresso Internacional de Gestão e Tecnologias, João Pessoa. 2018.
- OLIVEIRA, H.M. 2007. **Análise de Sinais para Engenheiros: Uma Abordagem Via Wavelets**. 1ª ed. Brasport, 2007. pag. 268.
- OLIVEIRA, P.A.C.A. 2011. **Modelagem da Dinâmica Vertical de Coxins Elastoméricos de Motor Através de Método de Redes Neurais**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo. 192f.
- PARREIRA, R.M.R. 2009. **Análise de Dados de Vibração**. Dissertação de Mestrado. Universidade Nova de Lisboa, Instituto Superior de Estatística e Gestão da Informação. Lisboa, Portugal. 42f.
- RAO, S.S. 2008. **Vibrações Mecânicas**. Pearson Prentice Hall, São Paulo.
- ROCHA, R.; BASTOS, M. **Higiene Ocupacional ao Alcance de Todos**. Autografia, 2017. ISBN 8551800132.
- SANTIAGO, D.F.A. 2004. **Diagnóstico de Falhas em Máquinas Rotativas Utilizando Transformada de Wavelet e Redes Neurais Artificiais**. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas, Brasil.

- SANTIAGO, D.F.A.; PEDERIVA, R. 2003. **Influência da Resolução Tempo-Frequência da Wavelet de Morlet no Diagnóstico de Falhas de Máquinas Rotativas**. In: XIII Congresso Sobre Métodos Numéricos y Sus Aplicaciones - ENIEF 2003, 2003, Bahía Blanca - Argentina. Mecanica Computacional. Bahía Blanca - Argentina: Publicado em 2003 por AMCA. Eds. Marta B. Rosales, Victor H. Cortínez, Diana V. Bambill, 2003. v. XXII. pp. 2538 – 2550.
- SCHUTZER, V.M.; SANTOS, J.E.G.; PONTES JUNIOR, B.R. **Aspectos Ergonômicos e Avaliação da Vibração nos Membros Superiores nos Operadores de Motocultivador**. In: 1º Congresso Internacional de Ergonomia Aplicada, 2016, Recife. Blucher Engineering Proceedings. São Paulo: Editora Blucher, 2016. v. 3. p. 723-733.
- SENA, A.P.C. 2017. **Detecção da Avaria de Dente Quebrado em Caixa de Redução Utilizando Variáveis Elétricas de um Motor de Indução Acoplado**. CIENTEC: Revista de ciência, tecnologia e humanidades do IFPE, v. 9, p. 48-59, 2017.
- SILVA, D.H.J. 2013. **Processamento de Sinais para Monitoramento de Vibrações em Unidades Geradoras Hidrelétricas**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. 136f.
- SILVA, L.C. 2014. **Substituição do Alumínio pelo Compósito de Poliamida no Suporte do Coxim Motor**. Dissertação de Mestrado em Engenharia dos Materiais. Universidade Presbiteriana Mackenzie, Escola de Engenharia. São Paulo. 109f.
- SNOWDON, A.S. 1968. **Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems**. John Wiley & Sons Inc, New York.
- SOONG, T.T.; DARGUSH, G.F. 1997. **Passive Energy Dissipation in Structural Engineering**, John Wiley & Sons.
- SOBRINHO, C.A.N. 2015. **Estudo Comparativo de Técnicas para Diagnóstico de Falhas em Motores de Indução Trifásicos**. Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, UFPB, João Pessoa – PB, Brasil.
- STRANG, G.; NGUYEN, T. 1996. **Wavelets and Filter Banks**. Wellesley-Cambridge Press, 1996, page 490.
- TAVARES, O.Q. 2012. **Os Efeitos dos Ruídos e das Vibrações Sobre o Oficial de Máquinas**. Trabalho de Conclusão de Curso em Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas, Centro de Instrução Almirante Graça Aranha, Rio de Janeiro, 19f.
- TOLEDO JÚNIOR, E.G. 2018. **Desenvolvimento de Acelerômetro Sem Fio de Baixo Custo para Monitoramento Dinâmico Estrutural**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil, Universidade Federal de Juiz de Fora, Juiz de Fora, 101f.

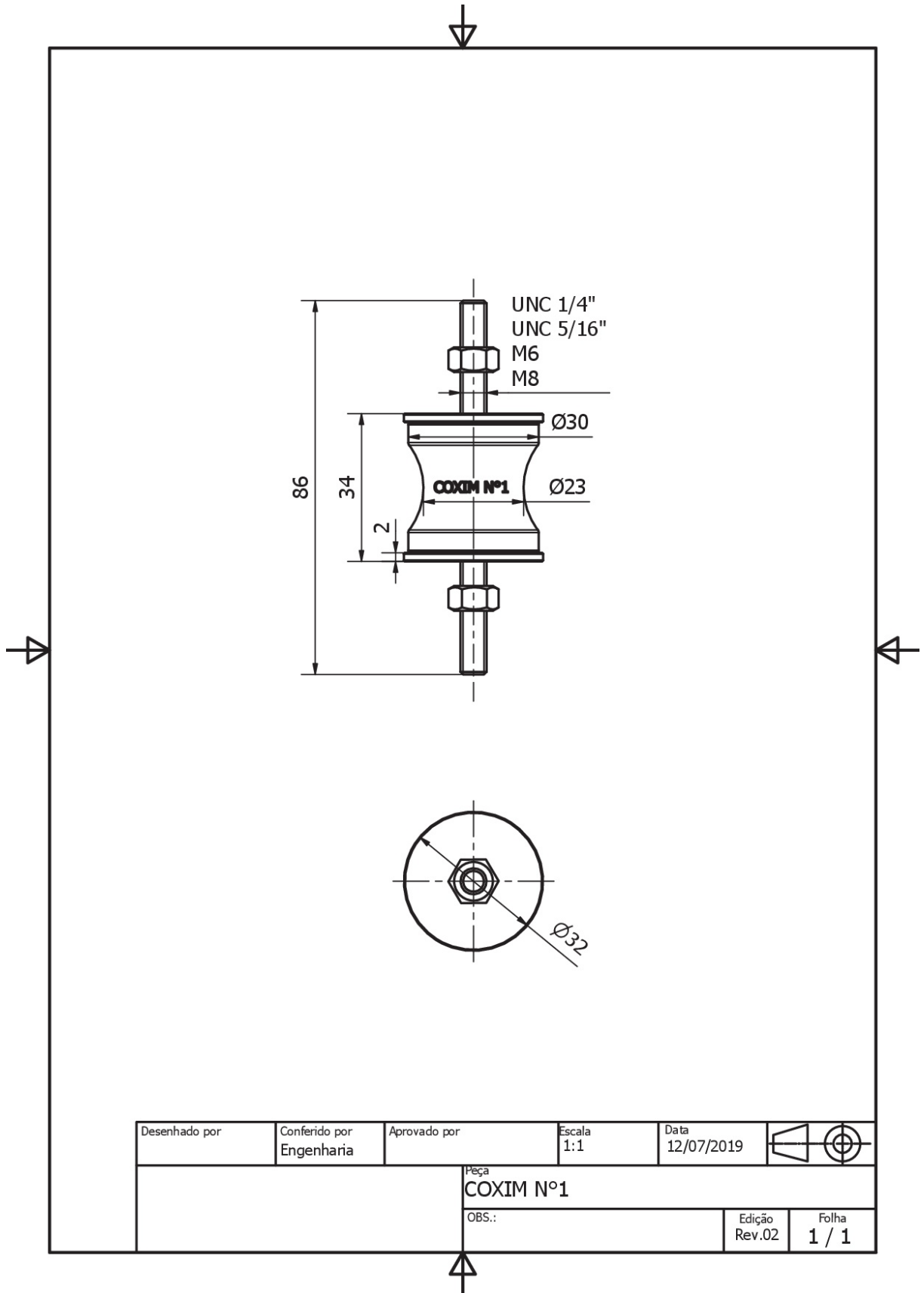
TONELLI NETO, M.S. 2012. **Formulação do Controle Preventivo em Sistemas de Distribuição de Energia Elétrica Baseada na Lógica Fuzzy e Redes Neurais**. Dissertação de mestrado em Engenharia Elétrica. Universidade Estadual Paulista. Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 137 f.

YUNHE, Y.; NAGANATHAN, N.G.; DUKKIPATI, R.V. 2001. **Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting Systems**. Mechanism and Machine Theory, v. 36, nº 1. Jan. 2001.

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

## ANEXO A

## DESENHO TÉCNICO E DADOS DOS COXIMS



# RELATÓRIO DE ENSAIO

**KRATOS**  
EQUIPAMENTOS

ENSAIO: 00000140

DATA: 03/08/2018

HORA: 14:07:43

NORMA: TESTE

TRABALHO REALIZADO: COMPRESSÃO

Identificação:

CÉLULA DE CARGA: 10000 kgf (1)

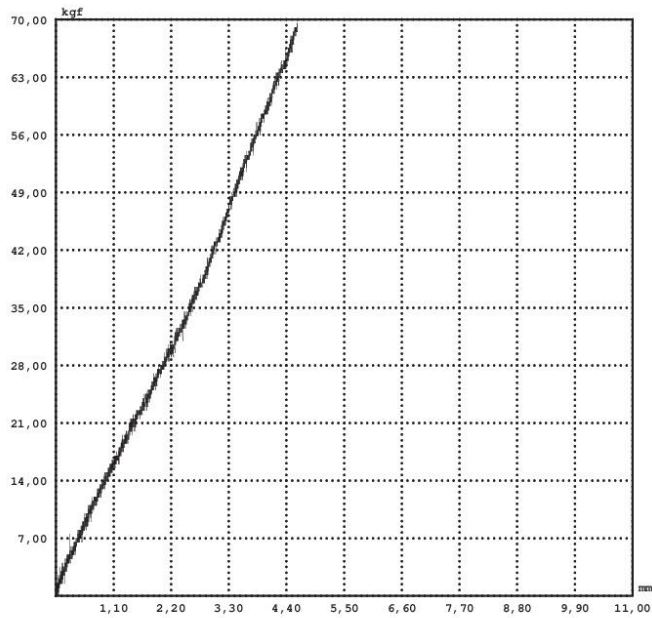
PRÉ CARGA: 0,00 kgf

VEL. DESLOC.: 20,00 mm/min

TEMPERATURA: 25,00°C

UMIDADE RELATIVA: 50,00 %

Cliente:



Amostra No.	FORÇA MÁXIMA kgf	PI (mm)	PI (mm)	PI (mm)	PI (mm)
		5,00 kgf	6,00 kgf	8,00 kgf	10,00 kgf
■ 1	70,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Informações do Ensaio:



# RELATÓRIO DE ENSAIO

**KRATOS**  
EQUIPAMENTOS

ENSAIO: 00000141

DATA: 03/08/2018

HORA: 14:56:25

NORMA: TESTE

TRABALHO REALIZADO: TRAÇÃO

Identificação:

CÉLULA DE CARGA: 10000 kgf (1)

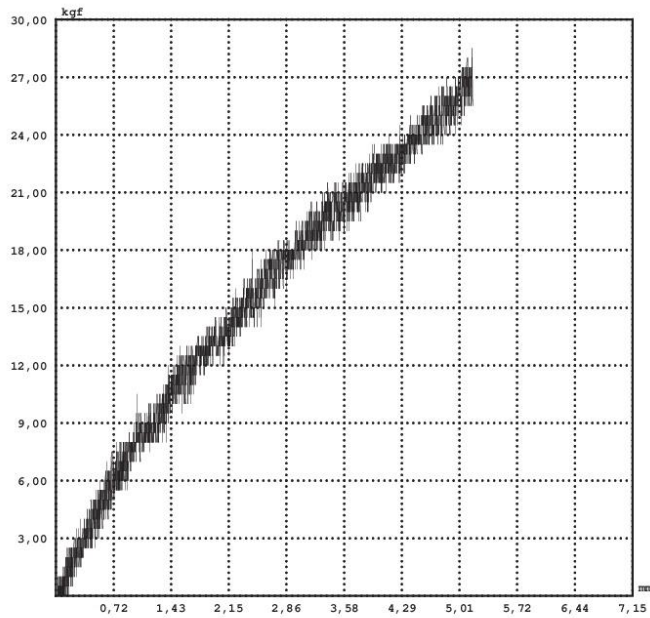
PRÉ CARGA: 0,00 kgf

VEL. DESLOC.: 10,00 mm/min

TEMPERATURA: 25,00°C

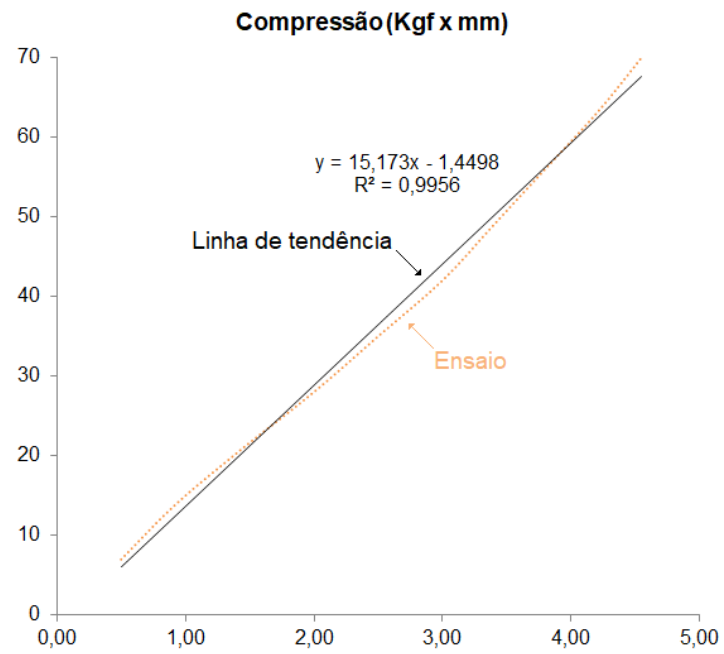
UMIDADE RELATIVA: 50,00 %

Cliente:



Amostra No.	FORÇA MÁXIMA kgf	PI (mm)	PI (mm)	PI (mm)	PI (mm)
		5,00 kgf	6,00 kgf	8,00 kgf	10,00 kgf
■ 1	28,50	26,00	0,00	0,00	0,00

Informações do Ensaio:



Estimativa da rigidez observando a linha de tendência do ensaio de compressão.

$$k = 14.217,6812 \text{ N/m}$$

**ANEXO B**  
**TABELAS DE CÁLCULOS**

Tabela B.1 - Valores do módulo de elasticidade para borracha com dureza entre 30 e 75 Shore A baseados na norma ASTM – D – 1415 – 88.

<b>Dureza Shore A</b>	<b>“ E ” Kgf / cm<sup>2</sup></b>	<b>“ G ” Kgf/cm<sup>2</sup></b>
30	10,7	3,6
35	13,4	4,5
40	16,5	5,5
45	20,3	6,7
50	24,0	8,0
55	30,5	10,2
60	35,3	11,8
65	46,3	15,4
70	56,2	18,8
75	73,7	24,7

Tabela B.2 - Tabela com valores da tensão específica de compressão para diversos tipos de borracha.

DUREZA SHORE	$\bar{\sigma}_{comp}$ = Tensão específica de compressão em Kg/cm <sup>2</sup>			
	NR	CR	NBR	EPDM
30	1,6	1,6	1,3	1,1
35	2,0	2,0	1,6	1,4
40	2,5	2,5	2,0	1,7
45	3,0	3,0	2,4	2,1
50	3,6	3,6	2,9	2,5
55	4,5	4,5	3,6	3,2
60	5,3	5,3	4,3	3,7
65	6,9	6,9	5,5	4,8
70	8,4	8,4	6,7	5,9
75	11,0	11,0	8,8	7,7
80	13,2	13,2	10,6	9,3
85	21,0	21,0	16,8	14,7
90	-----	-----	-----	-----

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.

Tabela B.3 - Porcentagem de Vt em função de  $X_{transm}$ .

$X_{transm}$	Vt	Amortecimento %
1,000	Ressonância	Colapso
1,414	100 %	0
1,500	80 %	20
2,000	33,4 %	66,6
3,000	12,5	87,5
4,000	7,0%	93