

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**INFLUÊNCIA DA SUSPENSÃO DO MOTOR
NAS VIBRAÇÕES DO VOLANTE
DE UM VEÍCULO**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ROGÉRIO GONDIM COSTA

Florianópolis, agosto de 2003

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**INFLUÊNCIA DA SUSPENSÃO DO MOTOR
NAS VIBRAÇÕES DO VOLANTE
DE UM VEÍCULO**

ROGÉRIO GONDIM COSTA

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA

sendo aprovada em sua forma final.

Arcanjo Lenzi , Ph.D. - Orientador

José Antônio Bellini da Cunha Neto - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Roberto Jordan, Dr. Eng. – Presidente

Marcelo Krajnc Alves, Ph.D.

Washington José Norberto de Lima, Ph.D.

**À minha esposa Thais,
pelo incentivo, auxílio e dedicação de sempre.
Pela compreensão dos momentos privados durante o trabalho.**

AGRADECIMENTOS

À Fiat Automóveis, pela oportunidade de realização do curso.

À Dra. Silvana Rizzioli, pela determinação na realização do curso de Mestrado e pelo incentivo.

À Experimentação Veículos, em especial ao setor Acústica e Vibrações pela disponibilização de tempo para realização do trabalho.

Ao engenheiro Paulo Roberto Campos do fornecedor Getoflex, pela disponibilidade, pelas informações, auxílio em testes e construção de peças.

Aos colegas Edvar da Silva, Felipe Moreira, Jairo Campolina e Viviane Marinho pela disponibilidade e pelo auxílio nos testes realizados.

Aos professores do curso de Mestrado e à Universidade Federal de Santa Catarina pelo aprendizado proporcionado.

Ao meu orientador, professor Arcanjo Lenzi, pela disponibilidade, incentivo, orientação que proporcionou um grande aprendizado.

SUMÁRIO

	Página
Lista de Figuras	i
Lista de Tabelas	vi
Simbologia	viii
Resumo	x
Abstract	xi
Capítulo 1- Introdução	1
Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica	5
2.1 – Ruído e vibrações no interior do veículo	5
2.1.1 – Introdução	5
2.1.2 – Ruído e vibrações do motor e acessórios.....	6
2.1.3 – Ruído e vibrações do sistema de exaustão.....	7
2.1.4 – Ruído e vibrações do sistema de aspiração.....	9
2.1.5 – Ruído e vibrações do sistema de refrigeração.....	9
2.1.6 – Ruído e vibrações dos pneus e suspensão.....	9
2.1.7 – Ruídos transmitidos por furos acústicos	12
2.1.8 – Ruído e vibrações do sistema de ventilação	13
2.1.9 – Ruído aerodinâmico	13
2.2 – Transmissão de Ruídos e Vibrações no Veículo.....	15
2.2.1 – Introdução	15
2.2.2 – Transferência de ruído por via aérea.....	15
2.2.3 – Transferência de ruído por via estrutural.....	16
2.3 – Suspensão do motor	18
2.3.1 – Introdução	18
2.3.2 – Vibrações	18

2.3.3 – Isolamento de vibrações.....	19
2.3.4 – Aplicações de sistemas de suspensões de motores	21
2.3.5 – Isoladores de vibrações	26
2.3.6 – Materiais dos isoladores.....	34
2.3.7 – Efeitos de ondas	39
2.4 – Equações de movimento de um corpo rígido suportado por elementos resilientes	40
2.5 – Análise de sinais.....	45
2.5.1 – Transformada de Fourier.....	45
2.5.2 – Transformada discreta de Fourier.....	46
2.5.3 – Transformada rápida de Fourier (FFT)	47
2.5.4 – Janelas	48
2.5.5 – Densidade Espectral.....	51
2.6 – Efeitos da vibração sobre o homem.....	52
Capítulo 3 – Metodologia Experimental.....	54
3.1 – Descrição do Experimento.....	54
3.2 – Instrumentação utilizada	64
Capítulo 4 – Resultados e Discussões	65
4.1 – Testes dos isoladores.....	65
4.2 – Testes do volante.....	71
4.3 – Efeitos dos isoladores nas vibrações do volante	73
4.3.1 – Atenuação dos isoladores.....	73
4.3.2 – Vibrações do volante.....	84
4.3.3 – Comparações com valores recomendados por normas	89
Capítulo 5 – Conclusões e sugestões para Trabalhos Futuros.....	91
5.1 – Conclusões	91
5.2 – Sugestões para trabalhos futuros.....	94

Referências Bibliográficas..... 95

Apêndice 1 – Esquema de montagem do volante 97

LISTA DE FIGURAS

Capítulo 2

	Página
Figura 2.1 – Forças de excitação em um motor de combustão interna	7
Figura 2.2 – Principais componentes do sistema de exaustão de um veículo.....	8
Figura 2.3 – Ponto de fixação do sistema de Exaustão do veículo via coxim.	8
Figura 2.4 – Pneu e seus principais componentes.....	12
Figura 2.5 – Veículo em Túnel de vento.....	14
Figura 2.6 – Meios de transferência de ruído e vibrações	15
Figura 2.7 – Transmissibilidade para sistemas simples amortecidos	21
Figura 2.8 – Suspensão do motor de 3 pontos	22
Figura 2.9 – Suspensão <i>TRA</i> de 3 pontos.....	24
Figura 2.10 – Suspensão <i>TRA</i> de 4 pontos.....	25
Figura 2.11 – Cálculo de sistema de suspensão <i>TRA</i>	26
Figura 2.12 – Força transmitida de um sistema de 1 grau de liberdade com excitação periódica.....	28
Figura 2.13 – Isolamento de um sistema de isoladores	29
Figura 2.14 – Evolução dos isoladores	29
Figura 2.15 – Isolador Convencional.....	30
Figura 2.16 – Isolador com fluido viscoso.....	31
Figura 2.17 – Isolador hidráulico de uma câmara.....	32

Figura 2.18 – Isolador hidráulico de duas câmaras.....	32
Figura 2.19 – Isolador chaveado.....	33
Figura 2.20 – Isolador Ativo.....	34
Figura 2.21 – Faixas de temperatura de materiais polímeros	36
Figura 2.22 – Transmissibilidade com efeito de ondas.....	39
Figura 2.23 – Corpo rígido suportado por elementos resilientes	41
Figura 2.24 – (a) Pulso regular no tempo. (b) Transformada de Fourier.....	45
Figura 2.25 – Aproximação de um sinal não-periódico. (a) Sinal não-periódico $x[n]$. (b) Aproximação periódica $\tilde{x}[n]$	46
Figura 2.26 – FFT de um sinal não periódico.....	48
Figura 2.27 – Janela Hanning.....	49
Figura 2.28 – Janela Retangular.....	49
Figura 2.29 – Janela Flat Top	49
Figura 2.30 – Aplicação da janela Exponencial.....	50
Figura 2.31 – Aplicação da janela de força.....	50
Figura 2.32 – Limites de vibrações das mãos, segundo norma ISO 2631-1978	53

Capítulo 3

Figura 3.1 – Veículo utilizado para medições – Fiat Palio motor 1.3 8V.....	54
Figura 3.2 – Posicionamento dos isoladores do motor – vista frontal do motor	55
Figura 3.3 – Posicionamento dos isoladores do motor – vista lateral esquerda do motor.....	55
Figura 3.4 – Posicionamento dos isoladores do motor – vista lateral direita do motor.....	55
Figura 3.5 – Máquina <i>Kratos</i> de teste estático com sistema de aquisição.....	57

Figura 3.6 – Máquina <i>MTS</i> de teste dinâmico	58
Figura 3.7 – Pontos de medição de vibração dos isoladores.....	59
Figura 3.8 – Instrumentação para testes de vibração	60
Figura 3.9 – Pontos de medição de vibração do volante.....	61
Figura 3.10 – Pontos de medição na superfície do volante da varredura de vibrações	61
Figura 3.11 – Posicionamento da “cabeça <i>scanner</i> ” para medições de vibração na superfície frontal do volante.....	62
Figura 3.12 – Posicionamento da “cabeça <i>scanner</i> ” para medições de vibração no ponto 03.....	62
Figura 3.13 – Instrumentação para medições de vibrações do volante.....	63
Figura 3.14 – Martelo de impacto para teste de resposta em frequência do volante	64

Capítulo 4

Figura 4.1 – Rigidez estática dos isoladores lado direito, direções radiais x e y.....	66
Figura 4.2 – Rigidez estática dos isoladores lado direito, direção axial z.....	66
Figura 4.3 – Rigidez estática dos isoladores lado esquerdo, direção radial x.....	66
Figura 4.4 – Rigidez estática dos isoladores lado esquerdo, direção radial y.....	67
Figura 4.5 – Rigidez estática dos isoladores lado esquerdo, direção axial z.....	67
Figura 4.6 – Rigidez estática dos isoladores posteriores, direção radial x.....	67
Figura 4.7 – Rigidez estática dos isoladores posteriores, direção radial y	68
Figura 4.8 – Rigidez estática dos isoladores posteriores, direção axial z.....	68
Figura 4.9 – Rigidez dinâmica dos isoladores do lado direito.....	70
Figura 4.10 – Rigidez dinâmica dos isoladores do lado esquerdo.....	70

Figura 4.11 – Rigidez dinâmica dos isoladores posteriores.....	71
Figura 4.12 – Resposta de aceleração em função da frequência do volante no ponto 01.....	72
Figura 4.13 – Resposta de aceleração em função da frequência do volante no ponto 02.....	72
Figura 4.14 – Resposta de aceleração em função da frequência do volante no ponto 03.....	72
Figura 4.15 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção x – conjunto base	74
Figura 4.16 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção y – conjunto base	74
Figura 4.17 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção z – conjunto base	74
Figura 4.18 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção x – conjunto base	75
Figura 4.19 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção y – conjunto base	75
Figura 4.20 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção z – conjunto base	75
Figura 4.21 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção x – conjunto base	76
Figura 4.22 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção y – conjunto base	76
Figura 4.23 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção z – conjunto base.....	76
Figura 4.24 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção x – conjunto menor dureza.....	77
Figura 4.25 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção y – conjunto menor dureza.....	77
Figura 4.26 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção z – conjunto menor dureza.....	77
Figura 4.27 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção x – conjunto menor dureza.....	78
Figura 4.28 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção y – conjunto menor dureza.....	78
Figura 4.29 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção z – conjunto menor dureza.....	78

Figura 4.30 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção x – conjunto menor dureza.....	79
Figura 4.31 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção y – conjunto menor dureza.....	79
Figura 4.32 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção z – conjunto menor dureza.....	79
Figura 4.33 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção x – conjunto maior dureza.....	80
Figura 4.34 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção y – conjunto maior dureza.....	80
Figura 4.35 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção z – conjunto maior dureza.....	80
Figura 4.36 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção x – conjunto maior dureza.....	81
Figura 4.37 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção y – conjunto maior dureza.....	81
Figura 4.38 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção z – conjunto maior dureza.....	81
Figura 4.39 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção x – conjunto maior dureza.....	82
Figura 4.40 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção y – conjunto maior dureza.....	82
Figura 4.41 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção z – conjunto maior dureza.....	82
Figura 4.42 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção x – conjunto menor dureza.....	83
Figura 4.43 – Gráfico de vibração do volante – ponto 01	84

Figura 4.44 – Gráfico de vibração do volante – ponto 02	85
Figura 4.45 – Gráfico de vibração do volante – ponto 03	85
Figura 4.46 – Gráfico da média espacial de vibração do volante	86
Figura 4.47 – Modo de vibração na frequência de 28,3 Hz – conjunto de menor dureza	87
Figura 4.48 – Modo de vibração na frequência de 28,3 Hz – conjunto base.....	87
Figura 4.49 – Modo de vibração na frequência de 28,3 Hz – conjunto de maior dureza	87
Figura 4.50 – Gráfico da média espacial de vibração do volante na rotação 750 rpm.....	88
Figura 4.51 – Gráfico da média espacial de vibração do volante na rotação 950 rpm.....	89

APÊNDICE 1

Figura A1.1 – Travessa do veículo	97
Figura A1.2 – Fixação da coluna de direção à travessa.....	98
Figura A1.3 – Fixação do volante na coluna de direção.....	99

LISTA DE TABELAS

Capítulo 2

	Página
Tabela 2.1 – Características de elastômeros	38

Capítulo 3

Tabela 3.1 – Dureza dos isoladores utilizados	56
Tabela 3.2 – Lista de instrumentos utilizados para os testes	64

Capítulo 4

Tabela 4.1 – Pré-carga dos isoladores.....	65
Tabela 4.2 – Rigidez estática dos isoladores testados.....	69
Tabela 4.3 – Frequências de ressonância do volante	73

SIMBOLOGIA

B_c	Forças no mancal do eixo de manivelas
B_i	Forças externas no mancal do eixo de manivelas
C	Coeficiente de amortecimento
C_c	Coeficiente de amortecimento crítico
f	Frequência em ciclo por segundo (Hz)
f_m	Frequência de ressonância (Hz)
f_0	Frequência natural
$F_{\ddot{u}}$	Força transmitida
F_e	Força excitante
F_x	Forças sobre o corpo rígido no eixo x.
F_y	Forças sobre o corpo rígido no eixo y.
F_z	Forças sobre o corpo rígido no eixo z.
k	Coeficiente de rigidez
K	Rigidez
m, M	Massa
M_x	Momento sobre o corpo rígido no eixo x.
M_y	Momento sobre o corpo rígido no eixo y.
M_z	Momento sobre o corpo rígido no eixo z.
N	Período
P_c	Pressão do gás
P_i	Forças de inércia
rpm	Velocidade de giro
S_c	Forças laterais
S_i	Forças no cilindro
T_f	Transmissibilidade

u	Deslocamento translacional do corpo rígido na direção X
v	Deslocamento translacional do corpo rígido na direção Y
w	Deslocamento translacional do corpo rígido na direção Z
V_1	Razão da força transmitida pela força excitante
x_c	Deslocamento do centro de gravidade do corpo rígido na direção X
y_c	Deslocamento do centro de gravidade do corpo rígido na direção Y
z_c	Deslocamento do centro de gravidade do corpo rígido na direção Z
α	Deslocamento rotacional do corpo rígido sobre o eixo Z
β	Deslocamento rotacional do corpo rígido sobre o eixo Y
γ	Deslocamento rotacional do corpo rígido sobre o eixo X
μ	Razão da massa sobre o isolador e massa do isolador
d	Fator de amortecimento
ω	Razão da frequência de excitação pela frequência natural
θ	Cosseno do ângulo entre o eixo dos elementos resilientes e eixo de coordenadas

RESUMO

Este trabalho aborda um estudo relacionado à suspensão do motor e as vibrações que são transmitidas ao volante através dos isoladores de um veículo em condição de marcha lenta. São selecionadas três configurações de isoladores com diferentes características da borracha e são realizados testes de vibração próximo a cada isolador e no volante para cada configuração.

Inicialmente, são apresentadas as principais fontes de ruído e vibrações de um veículo 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. Na sequência, referências sobre equacionamento das vibrações de corpos rígidos sustentados por elementos resilientes, análise de sinais e efeitos das vibrações no homem.

São apresentadas todas as condições experimentais, a sequência dos testes, os procedimentos e os instrumentos utilizados.

Finalmente, são confrontados os resultados obtidos e são discutidos os aspectos mais relevantes dos testes realizados. São apresentadas sugestões de melhoramento bem como sugestões para trabalhos futuros.

ABSTRACT

This work approaches a study related to the powertrain mounting systems and the vibrations that are transmitted to the steering wheel through the mounts of a vehicle in idle. Three configurations of mounts are selected with different characteristics of the rubber, and vibration tests are made close to each mount and on the steering wheel for each configuration.

Initially, the main noise and vibrations sources of a vehicle are presented as well as the transmission forms. Also are presented the types of powertrain mounting systems, mounts now used, mount materials, vibrations and isolation theory. In the sequence, references about equations of motions for a resiliently supported rigid bodies, signal analysis and effects of the vibrations on man.

All the experimental conditions are presented, the sequence of the tests, the procedures and the instruments used.

Finally, the obtained results are confronted, and the most relevant aspects of the tests are discussed. Improvement suggestions are presented as well as suggestions for future works.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A Globalização é um fenômeno novo que gerou uma explosão de novas tecnologias, aumentando a oferta de produtos e, conseqüentemente, a concorrência. Atualmente, a filosofia da indústria automobilística está voltada para a evolução constante de seus produtos. Esta evolução agrega valores importantes que necessitam de pesquisas de mercado e desenvolvimento de novos projetos e produtos. O desenvolvimento de novos produtos e novas tecnologias, aliado às facilidades de importação e exportação, gera no mercado mundial uma grande concorrência e, conseqüentemente, excelentes oportunidades para os clientes. A satisfação dos clientes hoje é fator primordial para o desenvolvimento de produtos. Atualmente, o cliente tem o poder de exigir e decidir pelo melhor produto com o custo reduzido e as empresas que não se adaptarem a esta filosofia estarão certamente condenadas a perder mercado. Assim sendo, a indústria automobilística vem buscando cada vez mais qualidade para seus produtos, com custo reduzido.

Dentre os vários itens de qualidade, um que vem se destacando é o conforto acústico e vibracional dos veículos, devido às exigências e conhecimento dos consumidores que estão mais atentos em relação a este item. A concorrência atual faz com que os clientes busquem cada vez mais rapidez e evolução dos automóveis. A cada ano surgem novos componentes, materiais e sistemas com inovações tecnológicas, proporcionando uma melhoria contínua nos níveis de ruído e vibrações dos veículos.

O veículo possui diferentes fontes de ruídos e vibrações. Dentre as principais estão os sistemas de exaustão, de refrigeração e o de aspiração, os pneus e a principal fonte que é o motor. Os motores 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. As forças de combustão resultam da variação da pressão do gás na câmara de combustão e agem nas paredes da

câmara de combustão, na cabeça do cilindro e pistão. As forças do gás agem sobre o pistão produzindo forças laterais e forças no mancal do eixo de manivelas. As forças de inércia causam forças externas 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 das partes móveis que batem na estrutura do motor.

A principal harmônica da frequência fundamental (ordem) que contribui para os níveis globais de ruído e vibrações de motores de quatro cilindros é a segunda ordem. Este fato justifica-se uma vez que para cada giro do eixo virabrequim têm-se duas explosões. Portanto para uma rotação de marcha lenta de 850 rpm, que equivale a 14,17 Hz, tem-se a frequência de segunda ordem igual a 28,33 Hz.

Os meios de transmissão de ruídos e vibrações são por via aérea e via estrutural. Por via aérea são transmitidas as ondas sonoras de médias e altas frequências e por via estrutural ondas de baixas frequências. O motor é uma fonte que irradia ruído e excita a carroceria do veículo por vibrações através dos seus pontos de fixação ao chassi, que são os isoladores.

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 o motorista e passageiros, como por exemplo os pedais, a alavanca de câmbio, o pavimento, os bancos e o volante. Certamente um desconforto sentido em um destes componentes será motivo de questionamentos de um cliente. Dos componentes citados, o volante do veículo possui particularidades importantes como o fato do condutor estar em contato constante com ele e devido ao fato das mãos serem bastante sensíveis às vibrações.

O volante é fixado a uma extremidade da coluna de direção. A outra extremidade da coluna é fixada na caixa de direção e a coluna por sua vez é fixada em uma travessa do veículo posicionada embaixo do painel. A fixação é dada por quatro parafusos prisioneiros com porcas em furos oblongos e o torque das porcas é calculado para permitir um pequeno deslocamento e, assim, gerar um amortecimento em caso de colisão frontal do veículo, conforme normas de segurança – ver Apêndice 1. Isto faz com que a fixação da coluna à travessa não seja totalmente rígida, contribuindo para que o conjunto coluna de direção e volante possua baixas frequências de ressonâncias. O objetivo previsto em norma Fiat e de outros fabricantes e fornecedores é que o volante possua frequências de ressonâncias maiores que as frequências de segunda ordem do motor para rotação de marcha lenta e baixas

rotações, que seriam frequências acima de 35 ou 40 Hz. Para se chegar a estes valores é necessário o envolvimento de várias áreas de engenharia, pois um projeto de volante inicia-se com a definição do *design*, aplicação de materiais resistentes ao contato e ao calor, boa ergonomia, utilização de *air-bag*, de coluna com regulagem de altura, tudo isso com uma boa relação entre rigidez e massa.

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. Uma norma bastante utilizada e citada em bibliografias é a ISO 2631-1978. Existem, também, as normas de testes de cada fabricante com objetivos a serem atingidos visando o conforto do motorista e passageiros. Para os projetos da Fiat é recomendado como valor limite $0,5 \text{ m/s}^2$ (RMS) para vibração do volante nos pontos de medição determinados.

A suspensão 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 e metal e sua complexidade depende de sua aplicação, limitando-se ao custo do projeto. 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.

Este trabalho busca analisar os níveis de vibração no volante do veículo em marcha lenta que são transmitidos através dos isoladores (coxins), utilizando conjuntos de isoladores com diferentes composições de borracha, alterando a rigidez a partir da modificação das durezas.

O desenvolvimento para definição de uma suspensão de motor hoje consiste em testes experimentais do veículo em todas as condições de uso. Neste trabalho será analisada uma etapa deste desenvolvimento que é de grande importância, que é o veículo na condição de marcha lenta.

O veículo utilizado para os testes possui três isoladores: um do lado direito, um do lado esquerdo e um posterior. Para o desenvolvimento deste trabalho o fornecedor dos isoladores

do motor fabricou três conjuntos: o primeiro com durezas conforme especificação do projeto, o segundo com durezas menores e o terceiro com durezas maiores.

A análise será realizada a partir de testes de vibrações dos isoladores e do volante em cada configuração, com o veículo em marcha lenta. Para os testes de vibrações do volante será utilizado o equipamento *Vibrômetro laser* que possibilita a medição sem contato, não havendo interferência de massa, como no caso de utilização de acelerômetros. O equipamento permite, ainda, a medição da média espacial de vibração da superfície do volante.

O Capítulo 1, introdutório, se refere à relevância do conforto acústico e vibracional em veículos e ressalta a importância das vibrações do volante como parte do conforto global do veículo. Nele são descritos os objetivos do trabalho.

O Capítulo 2 trata da revisão bibliográfica, onde foram abordados os assuntos referentes aos objetivos da dissertação. São apresentadas as principais fontes de ruído e vibrações do veículo, bem como as formas de transmissão. Em seguida, no item que se refere à suspensão do motor, é apresentada de forma resumida a teoria sobre vibrações e isolamento de vibrações e, na sequência, textos de bibliografia bastante atualizada de suspensões de motores e isoladores de vibração. Este capítulo faz referências, ainda, às equações de movimento de um corpo rígido suportado por elementos resilientes, processamento digital de sinais e efeitos das vibrações sobre o homem.

No Capítulo 3 são descritas as etapas dos testes bem como os procedimentos para a realização e equipamentos utilizados.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados obtidos. Os resultados são confrontados, analisados e comentados.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões baseadas nas análises do capítulo 4. São apresentadas também sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1- Ruídos e vibrações no interior do veículo

2.1.1 - Introdução

AVL (1996 b) 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 três fenômenos são descritos como *NVH (Noise Vibration Harshness)* do veículo.

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;
- ruído aerodinâmico;

2.1.2 - Ruído e vibrações do motor e acessórios

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.

Segundo AVL (1996 a), 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 é devido principalmente às suas tolerâncias radiais, constituindo em uma importante contribuição para o ruído e vibrações gerados pelo motor.

A Figura 2.1 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.

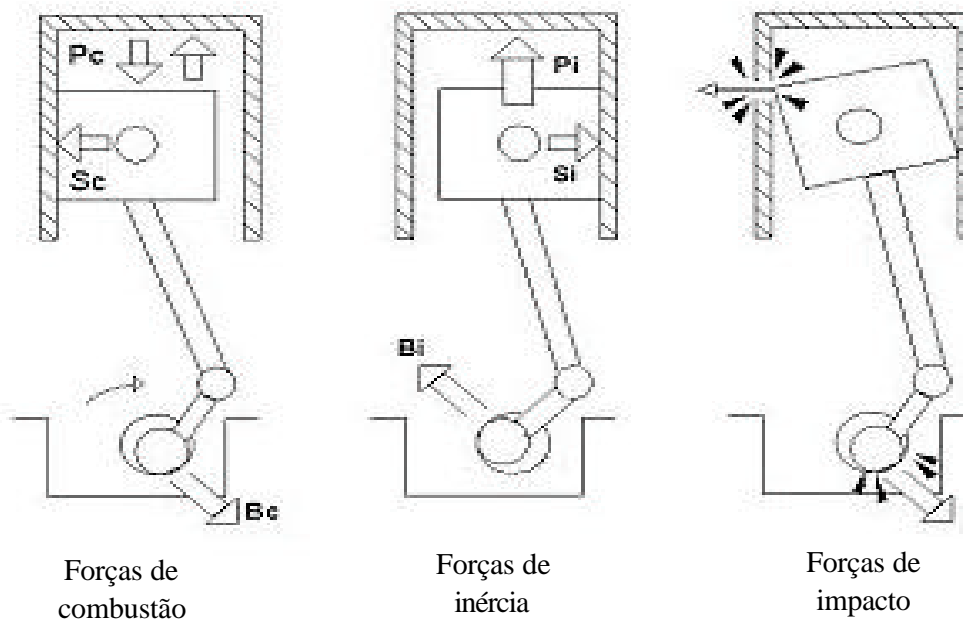


Figura 2.1- Forças de excitação em um motor de combustão interna.

2.1.3 - Ruído e vibrações do sistema de exaustão

AVL (1996 a) descreve que uma das principais fontes de vibrações e ruído interno e externo do veículo é o sistema de exaustão. Consiste em:

- ruído da boca de saída do escapamento, produzido pelas flutuações de pressão no sistema causadas pelas válvulas de descarga;
- radiação de ruído da superfície da tubulação de descarga, causada pelas flutuações do gás;
- radiação de ruído da superfície da tubulação de descarga causada pela excitação do motor;
- vibrações estruturais do sistema de escape, que são causadas pelas excitações do gás e vibração do motor e transmitidas para a carroceria através dos pontos de fixação do sistema de escape, o qual é sustentado por coxins – Figura. 2.3.

A Figura 2.2 mostra um sistema de escapamento.



Figura 2.2 - Principais componentes do sistema de exaustão de um veículo

- Tubo primário ou tubo motor: Responsável pela captação dos gases de exaustão emanados pelo motor.
- Catalisador: Responsável pela redução e eliminação dos gases tóxicos emanados pelo motor, transformando-os em gases inertes.
- Silencioso intermediário: Responsável por parte da redução do nível de ruído.
- Silencioso traseiro: Responsável pela redução secundária e balanço final do nível de ruído emitido pelo motor.

A figura 2.3 mostra um ponto de fixação do sistema de exaustão ao veículo via coxim.



Figura 2.3 – Ponto de fixação do sistema de exaustão do veículo via coxim.

2.1.4 - Ruído e vibrações do sistema de aspiração

Segundo AVL (1996 a), o ruído do sistema de aspiração contribui para o nível de ruído global do veículo. A fonte de ruído mais importante deste sistema é a boca de aspiração. O ruído é produzido devido às oscilações da coluna de gás nos dutos que são originadas da ação das válvulas de aspiração. Podem ser consideradas ainda como fontes que contribuem para este ruído a radiação de ondas sonoras das superfícies do filtro de ar e dutos do sistema e o ruído e vibrações transmitidas via estrutural, através dos pontos de fixação do sistema ao veículo. Utilizam-se isoladores nestes pontos para minimizar tal transmissão.

2.1.5 - Ruído e vibrações do sistema de refrigeração

Segundo AVL (1996 a), o ruído do sistema de refrigeração também contribui para o nível de ruído global do veículo. Existem dois mecanismos de radiação de ruído: ruído rotacional e ruído do vortex. O ruído rotacional é gerado pela pressão rotativa de cada pá do ventilador devido à diferença de pressão entre o lado de sucção e o lado de pressão. O ruído do vortex é devido à turbulência induzida pelos vórtices no lado posterior das pás pela interferência da alta pressão no lado de pressão e a baixa pressão no lado de sucção de cada pá do ventilador. O sistema de refrigeração é também uma fonte de vibrações para o interior do veículo. O movimento rotacional do ventilador gera vibrações, principalmente em rotações mais altas, ou ainda, se o ventilador estiver desbalanceado. Deve-se ter o cuidado para que o conjunto ventilador-radiador seja robusto o bastante para não permitir o desbalanceamento. O conjunto é conectado ao chassi com isoladores nos pontos de fixação para minimizar as vibrações.

2.1.6 - Ruído e vibrações dos pneus e suspensão

Além das funções básicas de tração, movimentação e direcionamento do veículo, os pneus podem ser atenuadores ou amplificadores de ruído e vibrações para o interior do veículo. Um bom projeto do conjunto pneus e suspensão não implica somente em boa resistência, durabilidade e estabilidade do veículo, mas também no conforto.

Segundo AVL (1996 a), o ruído proveniente dos pneus está relacionado a diferentes fenômenos e é influenciado pelo desenho do pneu, tipo da borracha e superfície da estrada.

De modo geral, podem-se citar quatro mecanismos básicos de geração deste tipo de ruído:

- Ruído proveniente do bombeamento de ar nos sulcos do pneu: ocorre uma compressão de ar durante o contato do mesmo com a superfície do solo e uma expansão de ar quando este contato deixa de existir;
- Ruído proveniente da vibração dos pneus resultante da deformação periódica das suas paredes laterais, da banda de rodagem e da carcaça quando em contato com a superfície da estrada;
- Ruído proveniente do deslizamento dos elementos da banda de rodagem devido à transmissão da força de tração a qual impõe uma deformação na direção circunferencial nos mesmos. Quando o contato destes elementos com a superfície do solo deixa de existir eles sofrem um impacto retornando à posição neutra após um movimento vibracional amortecido.
- Ruído proveniente dos efeitos aerodinâmicos gerados pela turbulência do ar no pneu e na roda. Este tipo de ruído, comparado aos anteriores, é de menor importância.

A principal origem do ruído de pneus é o constante “golpear” da superfície deste com a rugosidade do solo. As pequenas rugosidades do piso agem como obstáculos à rolagem do pneumático que se choca com estas, vindo a vibrar. Como estes choques ocorrem a curtíssimos intervalos de tempo, visto que as imperfeições do piso ocorrem a distâncias mínimas, a frequência do ruído resultante é da ordem de 500 a 1000 Hz, dependendo da velocidade do veículo. Quanto maior a velocidade, maior a frequência.

Quanto menor a rugosidade do pavimento, menos “golpes” ocorrem, menor a vibração e, portanto, menor o nível de ruído e frequência característica do mesmo. Desta forma um pavimento asfáltico velho, cuja camada de betume já se decompôs, tornando exposta uma grande parcela de pedra britada, por apresentar alta rugosidade, gera maior nível de ruído e transmite mais vibrações. Já, um pavimento em concreto, como geralmente apresenta uma superfície mais rugosa que o asfalto novo, costuma acarretar um maior nível de ruído de tráfego. No entanto, como a durabilidade do concreto é maior, a longo prazo, este pode apresentar uma situação menos ruidosa.

O uso de pavimentos asfálticos de baixa rugosidade, embora apresente um bom desempenho acústico, mantendo o nível de ruído de tráfego reduzido, apresenta o inconveniente de prejudicar as condições de segurança viária, pois a aderência do veículo ao piso se torna bem menos eficiente. Por este motivo, não se recomenda esta medida, alegando que os efeitos só

perduram por pouco tempo, pois, com a deterioração do pavimento, este passa a ter o comportamento de um asfalto convencional.

Entre os tipos de pavimento especiais para controle acústico, ultimamente têm avançado muito as pesquisas com pavimento poroso. Trata-se pavimento asfáltico, não totalmente preenchido pelo betume, e sem as pedras de menor granulometria, resultando em uma superfície repleta de orifícios irregulares. Geralmente, a mistura asfáltica deve ser aditivada com polímeros sintéticos, com a finalidade de garantir a boa resistência mecânica do pavimento, visto que esta não será garantida pelo completo enchimento do mesmo. É importante ressaltar que, em seu processo construtivo, a superfície do pavimento é porosa, mas não rugosa, ou seja, não apresenta pontos elevados em relação ao alinhamento do piso, mas apenas orifícios.

Conforme AVL (1996 a) no pavimento poroso, por não ser rugoso, as vibrações provocadas no pneumático são semelhantes às observadas em um pavimento asfáltico convencional liso. Mas, além disso, a porosidade do pavimento torna-o um absorvente sonoro, sendo, portanto, reduzidos os ruídos de atrito e aerodinâmicos dos pneus. Paralelamente, a estrutura aberta do pavimento reduz a compressão e expansão do ar na banda de rodagem dos pneus, diminuindo o ruído gerado. Não somente o ruído dos pneus, mas também parte do ruído gerado pela parte inferior do veículo tais como: cárter, eixo cardã, diferencial e câmbio – também são absorvidos pela superfície porosa, contribuindo, ainda mais para a redução do ruído final resultante.

Fora do campo acústico, a grande vantagem do pavimento poroso está na melhoria das condições de segurança viária, pois melhora a aderência dos veículos, particularmente em condições de chuva, pois os poros têm o importante papel de promover uma rápida e eficiente drenagem da pista.

A Figura 2.4 mostra um pneu e seus principais componentes.



Figura 2.4 – Pneu e seus principais componentes.

2.1.7 - Ruído transmitido por furos acústicos

Os furos do veículo se não estiverem bem vedados podem ser um caminho para passagem de ruído. Exemplo de furos acústicos:

- Furos para passagens de comandos, chicotes elétricos, coluna de direção, comando câmbio, comando de freio de mão e região de fixação da pedaleira;
- Furos para passagens das pinças de soldagens entrada/ saída dos líquidos de cataforese (uma etapa da pintura da carroceria);
- Solda a ponto;
- Furos que permitem penetrar o ruído dos pneus (caixa de roda);
- Insuficiência de interferência das guarnições das portas, janelas, porta malas;
- Furos na soleira do assoalho;
- Sistema de ventilação (difusores de entrada dinâmica de ar);
- Furos efetuados sobre o isolamento para fixação de suportes e acessórios na carroceria;

- Descarga de água nas portas e vão motor;
- Longarinas do vão motor;
- Montantes dianteiros/ traseiros;
- Fixação do espelho retrovisor;
- Zona de interferência entre isolamento e assoalho.

2.1.8 - Ruído e vibrações do sistema de ventilação

O sistema de ventilação forçado para o habitáculo transmite ruído através dos difusores de ar devido à passagem de ar na tubulação e ainda devido ao ventilador. No caso de ar condicionado, tem-se ainda o ruído do gás refrigerante na tubulação. O ventilador transmite ainda vibrações para o veículo. Também, neste caso, o projeto deve ser robusto o bastante para evitar o desbalanceamento do ventilador com o uso constante.

2.1.9 - Ruído Aerodinâmico

Existe devido à passagem de ar pela carroceria. Segundo AVL (1996 a), o ruído aerodinâmico é transmitido ao habitáculo através das guarnições das portas e dos vidros, dos próprios vidros e da saída de ar normalmente presente na parte posterior do veículo. O projeto dos retrovisores, guarnições e colunas são de fundamental importância para se garantir um nível de ruído aerodinâmico satisfatório. Normalmente, durante o desenvolvimento de um projeto, o veículo é submetido em testes no túnel de vento para avaliação dos efeitos deste ruído. A figura 2.5 ilustra um veículo em túnel de vento e mostra a trajetória do ar em torno da carroceria.



Figura 2.5 – Veículo em Túnel de Vento.

2.2 – Transmissão de Ruídos e Vibrações no Veículo

2.2.1 - Introdução

Os meios de transmissão de ruído e vibrações em veículos são dois: via aérea e via estrutural.

- 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.

A Figura 2.6 ilustra os meios de transmissão de ruídos e vibrações em um veículo.



Figura 2.6 – Meios de transferência de ruído e vibrações

2.2.2- Transferência de ruído por via aérea

Conforme AVL (1996 a) a transferência de ruído por via aérea ocorre quando a fonte de ruído excita a estrutura do veículo através do meio que os separa, neste caso, o ar. Tal estrutura, por sua vez, começa também a vibrar e irradiar um certo nível de ruído para o habitáculo. A estrutura irradia o ruído aéreo novamente. Este tipo de transferência caracteriza-se pela transmissão de ondas sonoras de médias e, principalmente, de altas frequências. Pode-se citar como exemplos, o ruído irradiado pelo motor e pelas paredes do sistema de exaustão.

Uma parede entre a fonte de ruído e o ocupante do veículo causa uma perda por inserção (ou seja, a diferença entre a potência acústica irradiada por um sistema livre, sem qualquer filtro acústico e com filtro acústico) dependendo principalmente da massa da parede e da frequência. Esta regra é geralmente válida nos veículos, entretanto, as frequências de

ressonância desta parede podem ser excitadas, conduzindo a uma grande redução de perda por inserção. Desde que o motor, como mencionado anteriormente, tenha uma contribuição dominante para o ruído interno, as paredes metálicas que separam o motor do habitáculo necessitam de um tratamento acústico cuidadoso. As aberturas necessárias, por exemplo, para passagem de cabos e pedais, devem ser revestidas com material de borracha.

Para evitar ou reduzir ressonâncias, geralmente grandes áreas da parede de aço que separa o motor do habitáculo de passageiros são cobertas com uma camada de material de amortecimento, que adicionalmente aumenta a perda por inserção. Alguns carros têm, inclusive, uma dupla parede corta-fogo de aço, aumentando assim, a perda por inserção.

Segundo AVL (1996 a), o pavimento (assoalho) é também um importante caminho de transferência via aérea. A reflexão do ruído do motor na superfície de rodagem tem de ser considerada e a superfície do sistema de exaustão também fornece sua parcela de contribuição. Então, a utilização de materiais de amortecimento nesta área e a proteção do sistema de exaustão para prevenir a radiação do calor e ruído são largamente empregados. Os materiais de absorção sonora no habitáculo são também úteis. Geralmente, os bancos e, em menor grau, os carpetes são materiais de absorção e ajudam a reduzir o ruído interno. Os modos de vibração do compartimento de passageiros também devem ser considerados. Por exemplo, a ressonância que ocorre entre dois lados da parede de um veículo, geralmente está numa faixa de frequências entre 100 e 140 Hz. Esta ressonância pode ser excitada por uma baixa frequência do motor e se houver outra ressonância da estrutura, por exemplo, se o pavimento for excitado na mesma frequência, níveis muitos altos de vibração ocorrerão.

2.2.3 – Transferência de Ruído Via Estrutural

Segundo AVL (1996 a) 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.

A carroceria consiste de diferentes partes soldadas ou conectadas. Possui grandes aberturas como portas, janelas, tampa do capô e tampa do porta-malas. Portas, tampa do capô e tampa do porta-malas são subestruturas, cada uma apresentando conexões elásticas à carroceria. Todos estes componentes têm modos de vibração e excitações de ressonância em uma grande faixa de frequências. Esta estrutura é excitada pelo ruído via aérea e vibração estrutural.

Os caminhos de transferência de ruído via estrutural geralmente envolvem 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 pode influenciar na transferência do ruído: altas impedâncias reduzem a vibração de entrada.

De acordo com AVL (1996 a), 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. 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.

2.3 – Suspensão do motor

2.3.1 – Introdução

A suspensão do motor é um sistema complexo que possui várias funções como:

- isolar as vibrações e ruídos provenientes do motor;
- suportar o peso do conjunto motor e câmbio;
- suportar a reação do torque na saída do câmbio;
- suportar as forças de aceleração (início de marcha, frenagem, curvas etc.).

Segundo Bürger e Dödelbacher (1987), um bom projeto de suspensão motor consiste em encontrar a melhor solução que satisfaça estas funções, considerando os aspectos de manufatura e custos de produção.

Para Torrieli (1978), uma boa suspensão do motor deve possuir as seguintes características:

- limitar os movimentos do motor, devidos às forças de inércia horizontais e longitudinais derivadas de aceleração e desaceleração;
- amortecer e limitar as oscilações (principalmente as verticais) do motor devido aos impulsos transmitidos pelas irregularidades da estrada;
- evitar amplos movimentos nos pontos que o motor é conectado com outras partes do veículo como tubulação de descarga e flange de saída do câmbio.
- facilitar a montagem e desmontagem para eventuais inspeções do motor;
- possuir baixo custo de manutenção.

2.3.2 – Vibrações

Segundo Fontano (1977), “as vibrações se referem a um vasto campo que compreende fenômenos oscilatórios de natureza diversa”.

Segundo Serridge e Licht (1987), “vibração é um fenômeno dinâmico observado como um movimento de vaivém a partir de uma posição de equilíbrio. A vibração é causada pela

transferência de energia armazenada dentro das estruturas, resultando na ação de uma ou mais forças”.

Algumas definições segundo Automotive Handbook (1996):

- Vibrações e oscilações: “são termos usados para indicar mudança de uma grandeza física na qual repetem com maiores ou menores intervalos regulares de tempo e que muda a direção com regularidade similar”;
- Período: “é o tempo de um ciclo completo”;
- Amplitude: “é o máximo valor instantâneo (valor de pico) de uma oscilação senoidal”;
- Frequência: “é o número de vibrações em um segundo”;
- Velocidade de partícula: “é o valor instantâneo da velocidade alternada da partícula vibrante em sua direção de vibração”.

Segundo Garro e Piano (1980), as excitações podem ser transitórias (agem por um tempo breve), podem ser variáveis periodicamente no tempo ou variáveis no tempo em modo não repetitivo (como as excitações da estrada).

Tipos de oscilações segundo Garro e Piano (1980):

- Oscilações livres: quando um sistema não é excitado por uma força externa, por exemplo, é distanciado de sua posição e solto em seguida;
- Oscilações forçadas: quando o sistema é excitado por uma força externa, variável no tempo;
- Oscilações paramétricas: causadas pelas variações periódicas de alguns parâmetros do sistema como por exemplo a rigidez;
- Oscilações auto-excitadas: alimentadas por uma fonte constante de energia de natureza não vibratória.

2.3.3 – Isolamento de Vibrações

Um tópico importante da engenharia hoje é dedicado à geração, controle e eliminação das vibrações. O fenômeno das vibrações é, algumas vezes, indispensável em nossa vida. Sem as

vibrações não teríamos, por exemplo, a música, pois todos os instrumentos criam o som pela geração de vibrações e também não seria possível comunicação entre os seres humanos sem excitarmos as cordas vocais por vibrações. Quanto às vibrações que causam distúrbios para o homem, a tecnologia do isolamento de vibrações é dedicada a eliminá-las ou encontrar soluções para minimizar seus efeitos.

As vibrações em níveis descontrolados causam além de desconforto, sérios problemas como fadiga, ruptura, mal funcionamento de um componente etc.

Segundo Muster e Plunkett (1971), o isolamento de vibrações é um meio de diminuir a transmissão de forças ou movimentos vibratórios de uma estrutura à outra. Geralmente o isolamento é feito com um elemento flexível entre duas estruturas. A amplitude da vibração da estrutura é geralmente controlada por sua inércia. Se o elemento isolante é flexível o suficiente, ele transmitirá pequena força à segunda estrutura, exceto nas frequências vizinhas às de ressonância. Acrescentar amortecimento no sistema, com a finalidade de reduzir a resposta vibratória na frequência de ressonância, pode ter um efeito concomitante de diminuir o isolamento nas altas frequências.

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.

Segundo Fontano (1977), é necessário conhecer o valor da força transmitida à base pelo efeito do movimento do sistema. O isolamento consiste em diminuir o máximo possível esta transmissão de força.

Conforme Muster e Plunkett (1971) a eficácia de um isolador é medida por sua transmissibilidade. Existem dois tipos: transmissibilidade de força que é definida como “a razão da amplitude da força transmitida através do isolador e a amplitude da força excitante aplicada na massa sobre ele”, e transmissibilidade de deslocamento como a “razão entre a amplitude do deslocamento transmitida através do isolador e a amplitude do deslocamento excitante aplicado sobre ele”. Nos dois casos a transmissibilidade não depende somente das características do isolador mas também das propriedades de seus suportes e do componente a ser isolado.

A Figura 2.7 mostra um gráfico de transmissibilidade onde se nota que, se o sistema funcionar na frequência natural f_m , f / f_m será um, neste caso a amplitude da força transmitida à base é muito grande, particularmente se o fator de amortecimento (d) do isolador for pequeno, entretanto, para valores acima da frequência natural, a amplitude da força será pequena, quanto menor o amortecimento, menor a transmissibilidade para frequências mais altas que a natural.

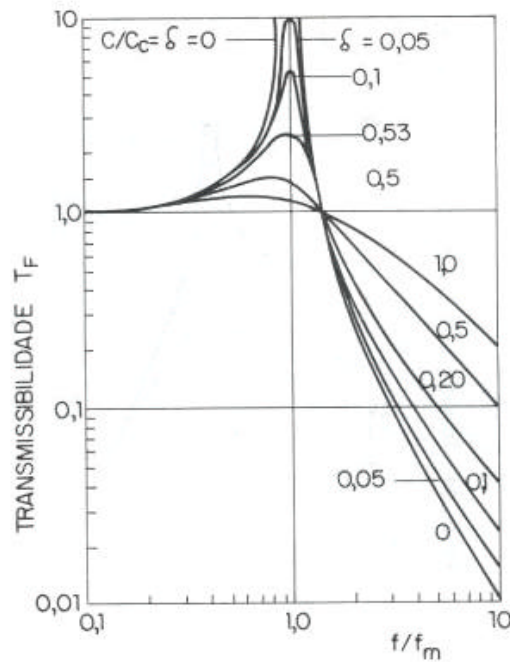


Figura 2.7 – Transmissibilidade para sistemas simples amortecidos.

2.3.4 – Aplicações de sistemas de suspensões de motores

O aumento das exigências de conforto dos clientes conduziu para especificações complexas de suspensão de motor nos veículos de hoje. Normalmente, motores transversais dianteiros são usados em veículos pequenos e médios, que hoje dominam o mercado mundial. Uma grande mudança aconteceu nos últimos anos no que se diz respeito às suspensões de motores transversais. Conforme Hofmann (2001), tradicionalmente, os motores transversais eram suportados como mostra a Figura 2.8.

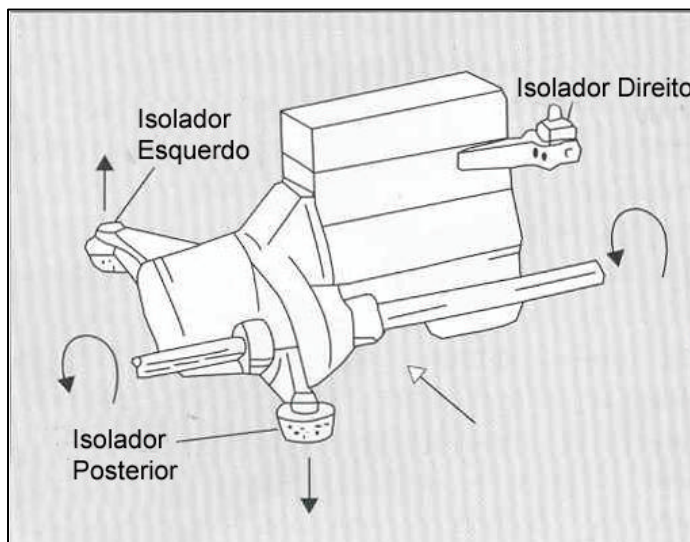


Figura 2.8 – Suspensão do motor de 3 pontos.

Neste conceito, dois isoladores (coxins) inclinados são orientados sobre o alojamento da embreagem e são sustentados por uma estrutura longitudinal no chassi abaixo do motor. O centro elástico deveria estar no eixo de torque e rotação do motor (*TRA – torque-roll-axis*). Na Figura 2.8 o isolador direito do motor está sobre o eixo de torque e rotação do motor enquanto os outros dois estão fora. Os três isoladores sustentam uma parte da carga estática do conjunto motor-câmbio e os isoladores do lado esquerdo e posterior também sustentam o torque.

Eixo de torque e rotação do motor (*TRA*)

Segundo Bürger e Dödelbacher (1987), se um corpo rígido, porém com apoio flexível, for excitado com um momento oscilante paralelamente a um de seus três eixos principais, o corpo vibra em torno deste eixo principal. Se o vetor do momento não estiver paralelo a um eixo principal então se pode decompor este vetor em componentes paralelas aos eixos principais. Os componentes singulares geram vibrações em torno dos eixos principais cuja amplitude de vibração depende dos momentos de inércia das massas principais e dos componentes do vetor de momento. A vibração singular sobrepõe-se a uma vibração global, cujo eixo de vibração, em geral, nem é paralelo ao vetor de momento nem aos eixos principais. O eixo que se forma se chama eixo de torque e rotação do motor (*TRA – torque-roll-axis*).

Para Hofmann (2002) o eixo de torque e rotação do motor é definido como o eixo no qual o motor gira quando se aplica torque. Ele é dependente da orientação do eixo criado pelo torque e a matriz de inércia.

Suspensão de três pontos

Segundo Hofmann (2001), a suspensão de motor mais utilizada hoje é chamada por alguns fabricantes de “sistemas de pêndulo” ou ainda “sistemas *TRA*”. A idéia básica é a de colocar dois isoladores sobre o eixo de torque e rotação do motor. Com este conceito toda a carga estática é apoiada pelos dois isoladores no *TRA* e todas as excitações são totalmente desacopladas devido ao comportamento ideal de rotação do motor. Elementos adicionais são necessários pois o torque deve ser absorvido quando se aplica carga no motor. Um terceiro ponto com elementos elásticos nas conexões do chassi e do motor é montado na direção longitudinal do veículo. O restritor de torque cria forças contrárias nos isoladores de sustentação da carga, resultando em movimento longitudinal. Conseqüentemente, deve ser implementada rigidez nesta direção, e se possível, sem aumento conseqüente na direção vertical. Isto conduz ao desacoplamento das forças nos dois isoladores nas direções longitudinal e vertical. Existem casos em que um suporte adicional na direção longitudinal deve ser implementado com o objetivo de sustentar forças longitudinais sem influenciar a rigidez na direção vertical, uma vez que o isolador pode enrijecer rapidamente na direção vertical com o aumento de forças longitudinais, mas esta solução além de aumentar o custo, pode causar ressonância vertical devido aos elementos elásticos sendo percebidas dentro do veículo como um ruído de baixa frequência (tipo *boom* acústico).

Isoladores hidráulicos são muito utilizados no lado direito de suspensões *TRA*. Neste ponto, grandes forças verticais causadas pela combustão do motor aparecem. Os isoladores hidráulicos possuem bom compromisso entre alto amortecimento e bom isolamento.

O restritor de torque ideal deve ter três diferentes comportamentos quanto à rigidez: inicialmente muito baixa a fim de não influenciar na marcha lenta, em segundo lugar uma rigidez alta determinada pela aplicação de forças durante uma condução normal do veículo, normalmente em 3ª marcha e em terceiro rigidez muito alta determinada por utilização em rotações altas e baques do motor. A Figura 2.9 ilustra um exemplo de suspensão *TRA* de 3 pontos.

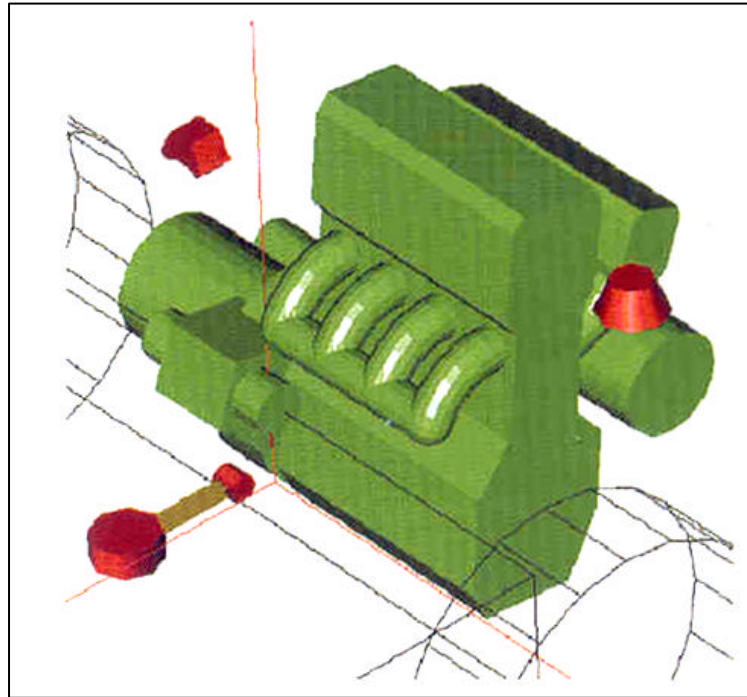


Figura 2.9 – Suspensão *TRA* de 3 pontos.

Suspensão de quatro pontos

A suspensão *TRA* de quatro pontos é muito utilizada em veículos que possuem motores maiores, com alto torque, para melhor distribuição de cargas.

Na suspensão *TRA* de quatro pontos os isoladores direito e esquerdo encontram-se no eixo de torque e rotação do motor (*TRA*) e suportam a carga estática. A rigidez necessária contra torção é fornecida pelos dois isoladores no meio do veículo. A Figura 2.10 mostra um sistema de suspensão *TRA* de quatro pontos.

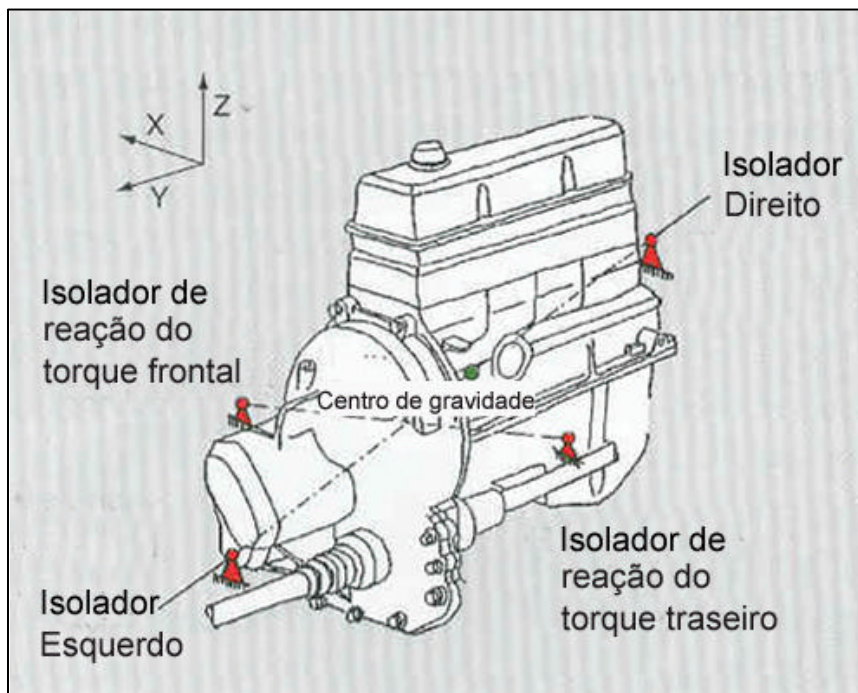


Figura 2.10 – Suspensão *TRA* de 4 pontos.

Segundo Torrielli (1978) um motor montado sobre isoladores possui seis graus de liberdade, sendo três de translação e três de rotação, portanto seis modos de vibração. Conforme Hofmann (2002) todas as seis frequências naturais devem ser sintonizadas para evitar ressonâncias e obter bom isolamento das forças excitantes. O sistema é desacoplado quando os elementos elásticos em torno do centro de gravidade são orientados de tal forma que o momento resultante seja zero, isto é, as diferentes excitações não neutralizam umas às outras. Para Torrielli (1978), fazendo coincidir o centro elástico dos suportes dos isoladores com o baricentro do motor, se realiza uma condição de desacoplamento. Um corpo rígido sobre componentes elásticos possui um eixo elástico; se uma força é aplicada ao corpo ao longo deste eixo, o corpo fará um movimento de translação sem rotacionar e se um torque é aplicado em torno deste eixo, o corpo terá um movimento rotacional sem translação. A posição deste eixo depende da posição, da orientação e da rigidez dos isoladores. A Figura 2.11 mostra um exemplo de um cálculo para um sistema de suspensão *TRA* para um motor transversal, conforme Hofmann (2002). A figura se refere à distribuição de energia cinética para os seis graus de liberdade, X, Y e Z e as respectivas rotações nesses eixos, Alpha, Beta e Gamma, além do *TRA*. A idéia é analisar como cada modo de vibrar (abscissa) está relacionado com os outros modos (coordenada), ou seja, quanto cada modo contribui na vibração do outro. No centro das esferas estão os valores das frequências próprias para os seis graus de liberdade. O tamanho da esfera corresponde ao valor percentual do acoplamento,

quanto maior a esfera, maior o percentual. O ideal seria que cada modo de vibrar fosse acoplado com o seu respectivo e desacoplado com os demais. Na figura, nota-se que a contribuição do *TRA* é maior em Beta, que é a rotação em Y. Por se tratar de um motor transversal, a maior contribuição da rotação em Y era de se esperar.

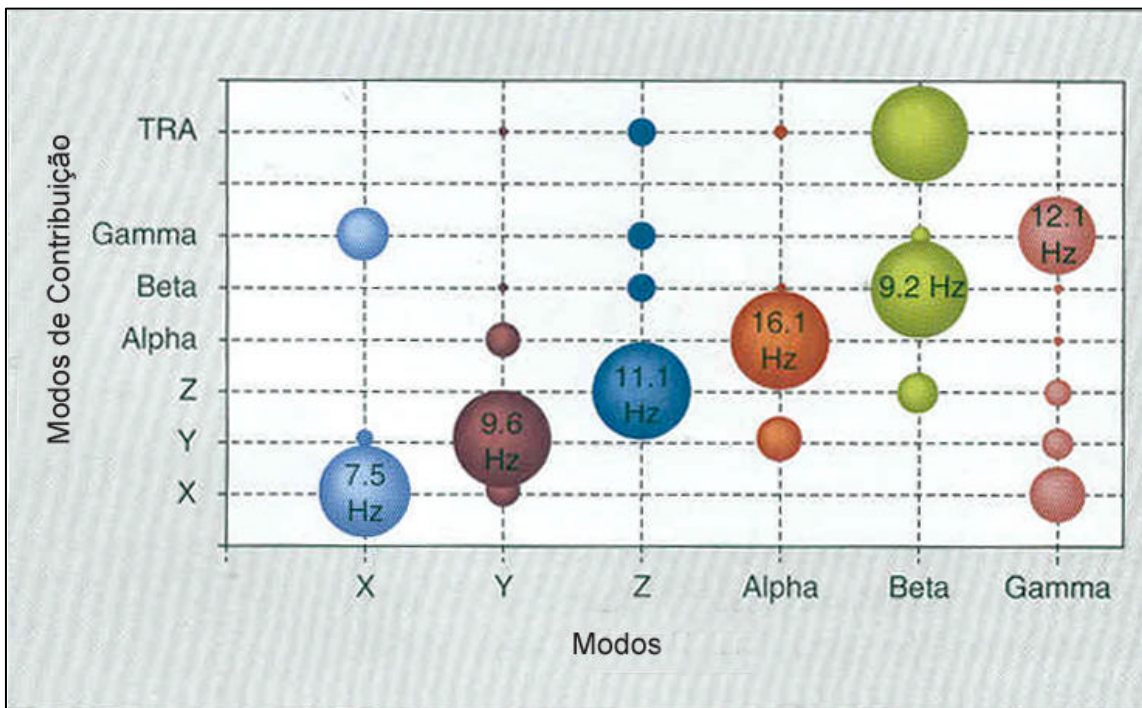


Figura 2.11 – Cálculo de sistema de suspensão *TRA*.

2.3.5 – Isoladores de vibrações

O isolador de vibrações, também chamado de coxim, consiste basicamente de um bloco de borracha entre duas placas de metal.

Segundo AVL (1996 b), 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:

- 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 a otimização, pode-se aproximar destes objetivos.

Podemos dividir a otimização em três faixas de frequências:

1- Faixa de baixas frequências – até 250 a 300 Hz:

Esta faixa de frequências é caracterizada pela excitação da segunda ordem do motor. 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.

A otimização dos coxins pode ser realizada com:

- posição otimizada;
- rigidez otimizada;
- relação de amortecimento otimizada.

2- Faixa de médias frequências – 250 Hz a 800/ 1000 Hz:

Nesta faixa os isoladores proporcionam uma redução da vibração. Para reduzir as vibrações, são recomendados:

- as posições sobre o motor, onde os isoladores são fixados, deverão ter baixos níveis de vibração nesta faixa de frequências. Este ponto deverá ser considerado quando a otimização estrutural é realizada;
- os suportes dos isoladores não deverão ter ressonâncias nesta faixa de frequências.

3- Faixa de altas frequências – acima de 1000 Hz:

Nesta faixa de frequências, a maior contribuição é transmitida por via aérea; as vibrações transmitidas nos isoladores são baixas.

Em altas frequências podem ocorrer baixas atenuações das vibrações que passam pelos isoladores devido às reflexões de ondas sonoras dentro do material de borracha. É possível evitar utilizando formas apropriadas da borracha do isolador.

Para Torrieli (1978), as características para um bom isolador são:

- flexibilidade elevada na proximidade da carga estática, para o isolamento das vibrações também a uma baixa rotação do motor;
- rigidez constante na proximidade da carga estática, de modo que a flexibilidade do coxim seja suficientemente elevada, também a torques inferiores ao torque máximo em 3ª e 4ª marchas;
- diagrama carga-deslocamento simétrico na condição de carga estática.

Segundo Hofmann (2002), os materiais elastômeros normalmente têm propriedades de amortecimento suficientes para reduzir o aumento de ressonâncias e amplificações ressoantes a um nível aceitável. O isolamento de um isolador elástico é determinado pela razão da frequência de excitação pela frequência natural ($\eta = f/f_0$). Com $\eta > \sqrt{2}$, a força será reduzida e, a uma grande distância da frequência natural, o isolamento aumenta. Para $\eta = 3$, um isolamento de 80% é obtido, isto significa que somente 20% da força excitada é transmitida, conforme Figura 2.12. A Figura 2.13 mostra o isolamento em relação à razão da frequência de excitação pela frequência natural, a qual é reciprocamente proporcional à deflexão estática de um isolador.

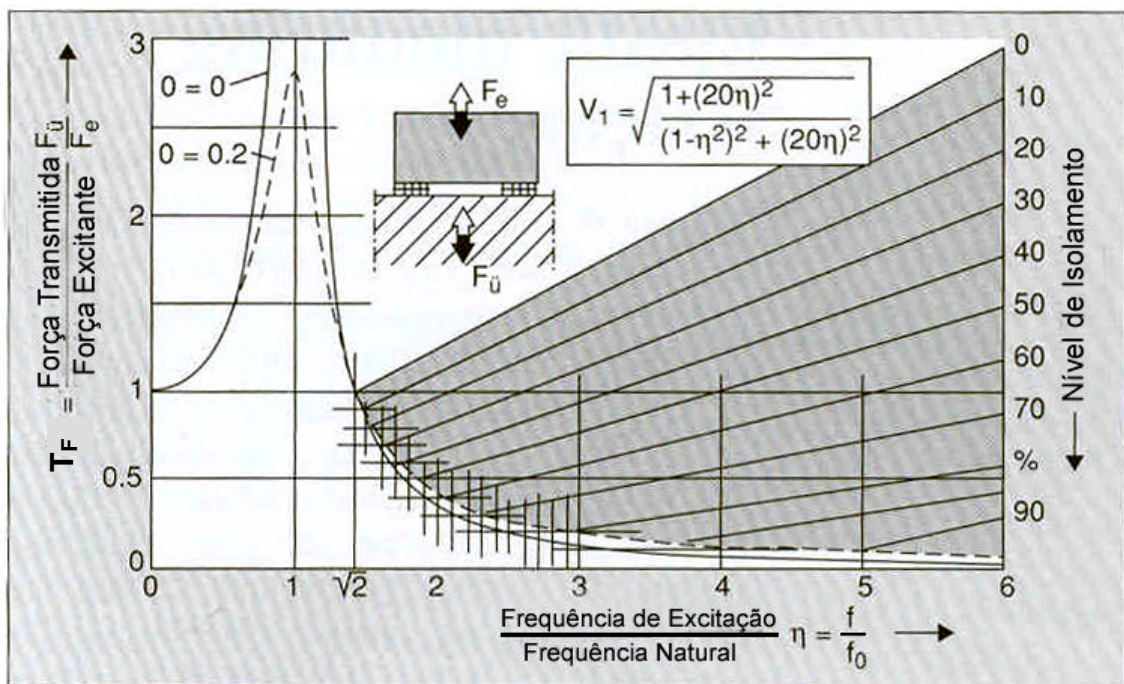


Figura 2.12 – Transmissibilidade (T_F) de um sistema de 1 grau de liberdade com excitação periódica.

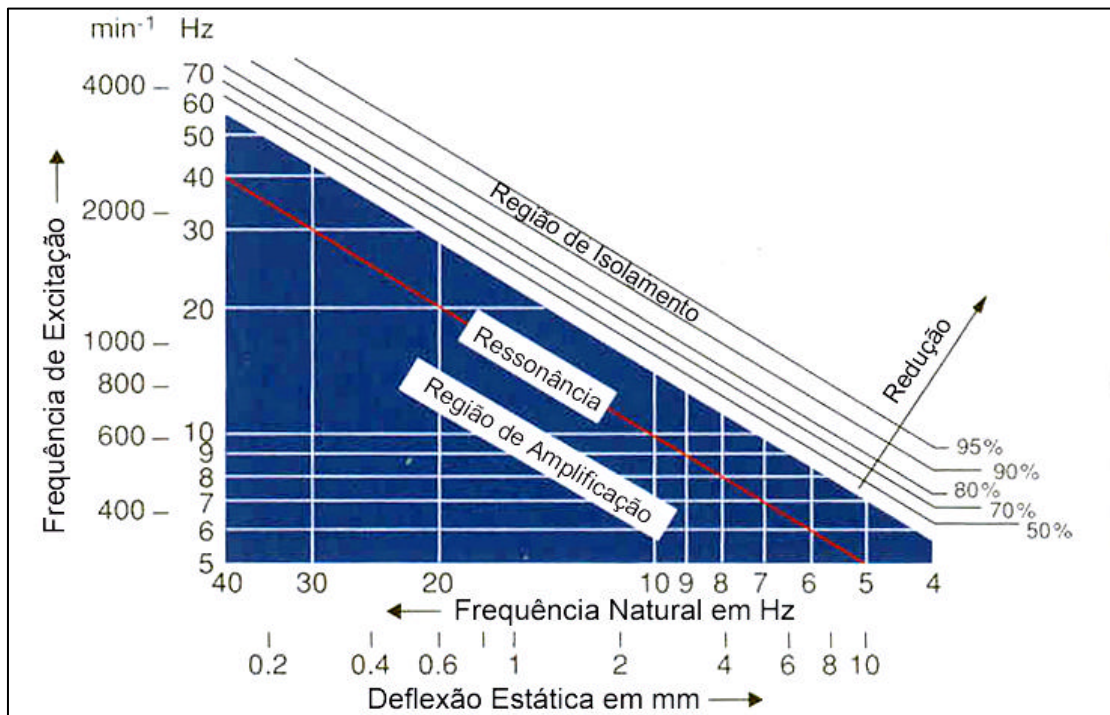


Figura 2.13 – Isolamento de um sistema de isoladores.

Tipos de Isoladores

A evolução dos coxins vem ocorrendo, segundo Hofmann (2002), como ilustra a Figura 2.14.



Figura 2.14 – Evolução dos isoladores.

Isoladores convencionais:

Este tipo de isolador é bastante utilizado em veículos hoje. São feitos somente de borracha e metal e possuem formas diversas de acordo com sua utilização, podendo ser quadrados, arredondados, tipo cunha ou tipo bucha, podem possuir rigidez iguais nas direções radiais (simétricos) ou rigidez diferentes nas três direções. A Figura 2.15 mostra um isolador convencional.

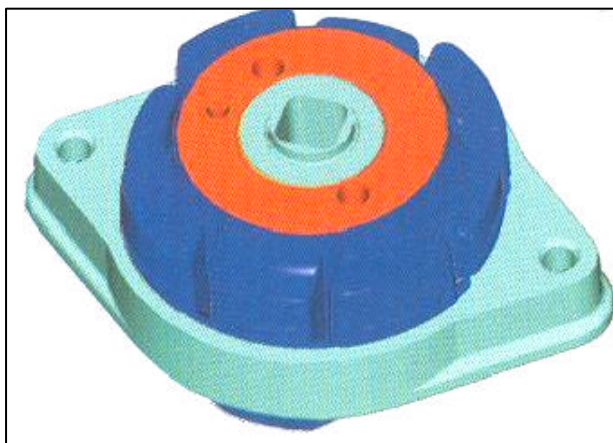


Figura 2.15 – Isolador Convencional.

Isoladores Hidráulicos

Conforme Hofmann (2002) este tipo de isolador foi desenvolvido com o propósito de se obter alto amortecimento e boa propriedade acústica, além de maior resistência em ambientes com altas temperaturas.

A idéia básica é a de utilizar borracha altamente elástica para um bom comportamento acústico e utilizar um dispositivo hidráulico para gerar o efeito de amortecimento a uma frequência selecionada dentro do isolador.

Os isoladores hidráulicos podem utilizar fluido viscoso (silicone ou pasta) ou óleo.

Nos isoladores que utilizam fluido viscoso, o amortecimento é criado pela supressão do fluido com um dispositivo que é fixo no centro que mergulha neste fluido, comprimindo o ar. Estes isoladores possuem as vantagens de baixo custo por serem simples e conseguem uma ampla faixa de amortecimento, e possuem a desvantagem de possuírem pequenas excitações devido

à alta viscosidade do fluido prejudicando a performance acústica. A Figura 2.16 mostra um esquema deste isolador.

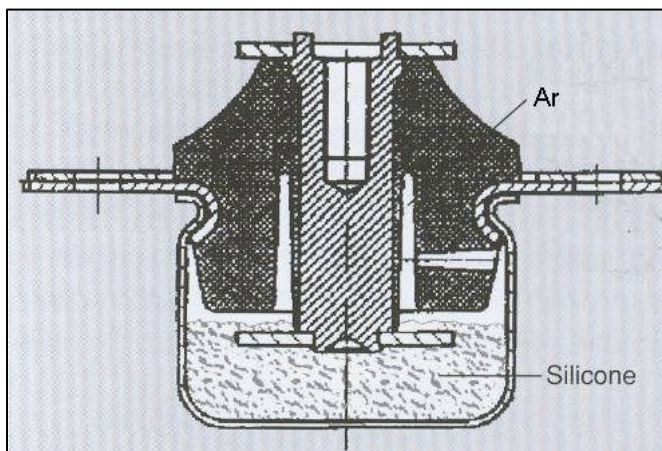


Figura 2.16 – Isolador com fluido viscoso.

Os isoladores hidráulicos que utilizam óleo podem ser de uma ou duas câmaras. As câmaras são completamente cheias com fluido, pois as bolhas de ar poderiam reduzir a função de amortecimento.

No isolador de uma câmara os principais elementos são uma mola elástica principal que circula a câmara hidráulica e uma placa rígida no fundo. A rigidez total é parte da rigidez estática e parte da rigidez volumétrica da mola principal. A rigidez volumétrica é determinada pela resistência à pressão interior, enquanto as forças estáticas e dinâmicas deformam a mola principal devido à incompressibilidade do fluido. O amortecimento é criado por uma membrana flexível (que se mantém rígida devido ao fluido) que possui uma passagem que subdivide a câmara em duas, conforme a Figura 2.17. Este tipo de isolador possui vantagens de serem compactos e possuírem boas propriedades de amortecimento e desvantagens de geração de grandes tensões na mola principal e grande pressão interna, podendo causar rompimento.

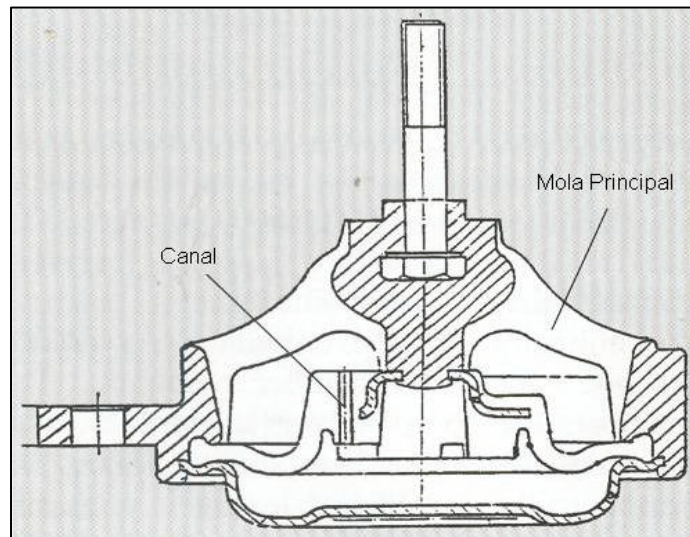


Figura 2.17 – Isolador hidráulico de uma câmara.

O isolador de duas câmaras possui uma placa intermediária com um canal embutido que separa as duas câmaras. Uma câmara é designada como a mola principal e sustenta a carga estática. A segunda câmara é muito mole e é usada para absorver o fluido transferido sem pressão considerável. O amortecimento é criado pelo efeito de inércia da coluna de fluido ressoante entre as duas molas.

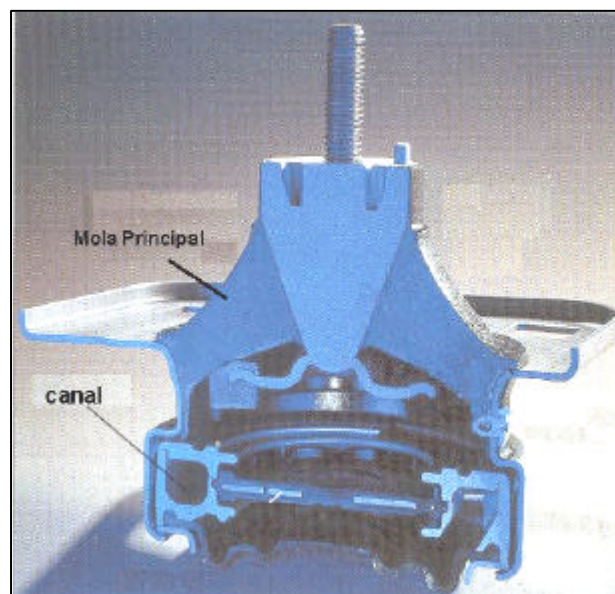


Figura 2.18 – Isolador hidráulico de duas câmaras.

Isoladores Chaveados

Segundo Hofman (2002), estes tipos de isoladores variam o amortecimento e rigidez. Com estes coxins, pode-se desligar o amortecimento hidráulico para se obter melhor isolamento e pode-se ligar em condições de movimento do veículo que necessitem aperfeiçoar a performance vibracional. A Figura 2.19 mostra um exemplo de um isolador chaveado que é um isolador hidráulico convencional que possui uma membrana entre a mola principal e a câmara hidráulica. Em condição inativa, um volume de ar entre a membrana e a mola principal desacopla o fluido para excitações pequenas, e em condições de movimento do veículo, o ar é sugado por um tubo de vácuo, a membrana é conectada à mola principal e o coxim trabalha como um isolador hidráulico. O amortecimento pode ser ligado e desligado por um sinal de velocidade do motor.

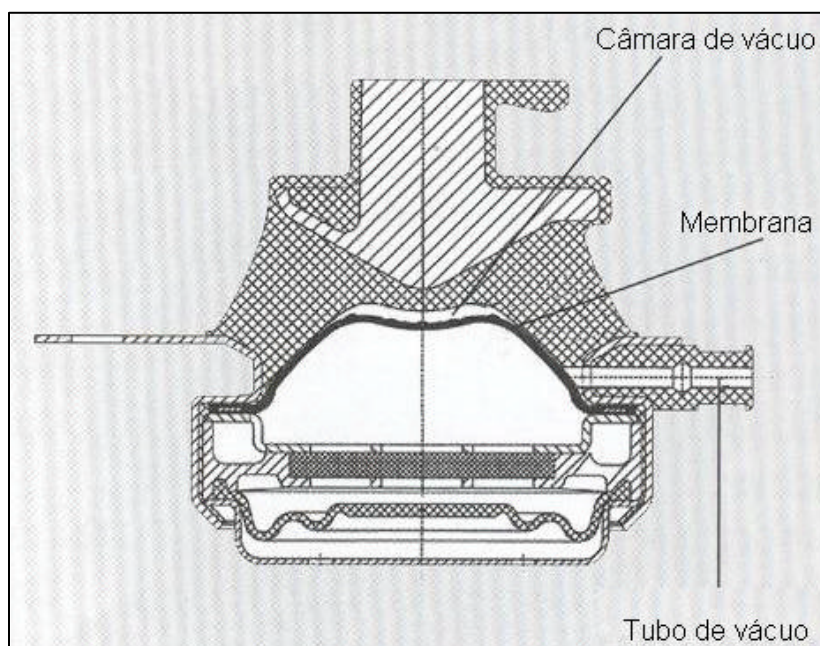


Figura 2.19 – Isolador chaveado.

Isoladores Ativos

Segundo Hofmann (2002) os isoladores ativos permitem regulação de seu comportamento de acordo com as condições de dirigibilidade mudando os parâmetros como amortecimento e rigidez em um tempo muito curto. Utiliza-se um fluido eletro-reológico, que, com aplicação repentina de alta voltagem, sua viscosidade pode ser aumentada e assim mudar a performance

do coxim em milisegundos. Para a aplicação desta voltagem o canal de passagem do fluido possui dois eletrodos. Quando se aplica a voltagem e a viscosidade do fluido aumenta, tem-se o mesmo efeito do que se reduzir o orifício do canal. Para o controle do sinal, são utilizados acelerômetros para medir os níveis de vibração em regiões consideradas importantes da estrutura do veículo e também microfones dentro do habitáculo. O atuador pode ser ativado para que se obtenha aceleração zero ou que se minimize o ruído no interior do veículo, ou mesmo as duas funções. A Figura 2.20 mostra o esquema de um isolador ativo.

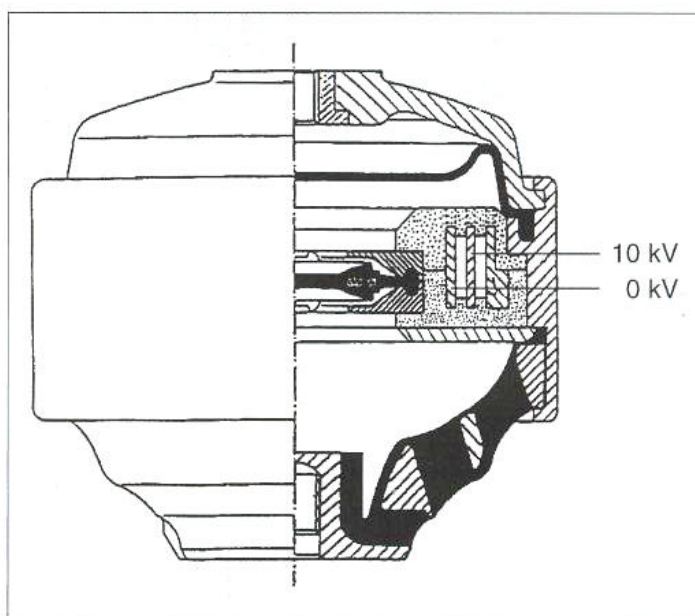


Figura 2.20 – Isolador Ativo.

2.3.6 – Materiais dos isoladores

Os isoladores são feitos de elastômeros que podem ser borracha natural, borracha sintética, neoprene, borracha butílica, silicone ou combinações destas.

Segundo Hofman (2001) os elastômeros pertencem ao grupo dos materiais polímeros e são cristalinos às baixas temperaturas e não é viscoso nem em altas temperaturas, mas se comporta como borracha principalmente em temperatura ambiente. Os elastômeros podem ser expostos a altas cargas depois da vulcanização. Além da borracha natural, muitas borrachas sintéticas estão disponíveis para trabalhar em altas temperaturas e condições especiais do meio.

Vulcanização

Segundo Bosco (1992), a matéria prima extraída da árvore chamada caucho, o látex, é a base para a produção da borracha; ele não é reticulado. A vulcanização é um processo químico mediante o qual se transforma o emaranhado de macromoléculas da matéria prima (não reticulada) em um retículo tridimensional insolúvel, adquirindo suas propriedades elásticas e mecânicas (dureza, resistência a tração, alongamento e ruptura). Para a vulcanização precisa-se de um agente vulcanizante. O mais antigo e usado é o enxofre.

Composição da borracha

Conforme Bosco (1992), as propriedades dos elastômeros vulcanizados são insuficientes para satisfazer as exigências tecnológicas de propriedades mecânicas, dinâmicas, durabilidade e custo. Estes requisitos são obtidos adicionando alguns ingredientes. Para aumentar a dureza e melhorar as propriedades mecânicas adicionam-se substâncias sólidas em estado de pó. As principais são: o negro-de-fumo, silício e silicatos, carbonato de cálcio etc. Destas substâncias o negro-de-fumo é a principal. Ele é um carbono pseudografítico com uma elevada relação superfície-volume. É obtido pela combustão incompleta e controlada de hidrocarburetos pesados, e suas propriedades variam sensivelmente de acordo com o processo de combustão. O processo de obtenção consiste em esquentar a 1700°C e resfriar bruscamente com água. Os fragmentos moleculares formados se recombinaem rapidamente em estruturas com altos pesos moleculares similares ao do grafite. Para reduzir a viscosidade dos polímeros e para facilitar o manuseio, usam-se substâncias chamadas plastificantes, que em geral são óleos minerais ou sintéticos. Os plastificantes permitem o uso de altas cargas sem prejudicar a fluidez da mistura e a dureza dos vulcanizados. Para melhorar as propriedades de deterioramento e envelhecimento utilizam-se os antioxidantes.

Tipos de Elastômeros

- Borracha Natural: segundo Bosco (1992) a borracha natural é o material mais utilizado em isoladores de vibrações. Possui alta resistência à tração, alta elasticidade, boa resistência em baixas temperaturas, facilidade de aderência ao metal, elevada flexibilidade estática. A resistência ao calor é limitada a 80 – 90°C. Conforme Hofmann (2002), a borracha natural possui dureza na faixa de 30 a 90 *Shore A*, módulo G de 0,3 a 6,8 N/mm².

- Borracha Sintética: segundo Hofmann (2002), a indústria oferece uma grande gama de borrachas sintéticas que possuem as excelentes propriedades da borracha natural para utilização em temperaturas mais elevadas, mas não são indicadas para baixas temperaturas pois apresentam diminuição de força e são mais caras que as naturais. Uma alternativa bastante utilizada hoje em dia é a EPDM (Borracha à base de Etileno Propileno Dieno), que possui melhor resistência à temperatura (50°C a mais que a borracha natural), com custo comparável e maior resistência à degradação.

A Figura 2.21 mostra, segundo Hofmann (2002), as faixas de temperaturas para utilização de alguns polímeros.

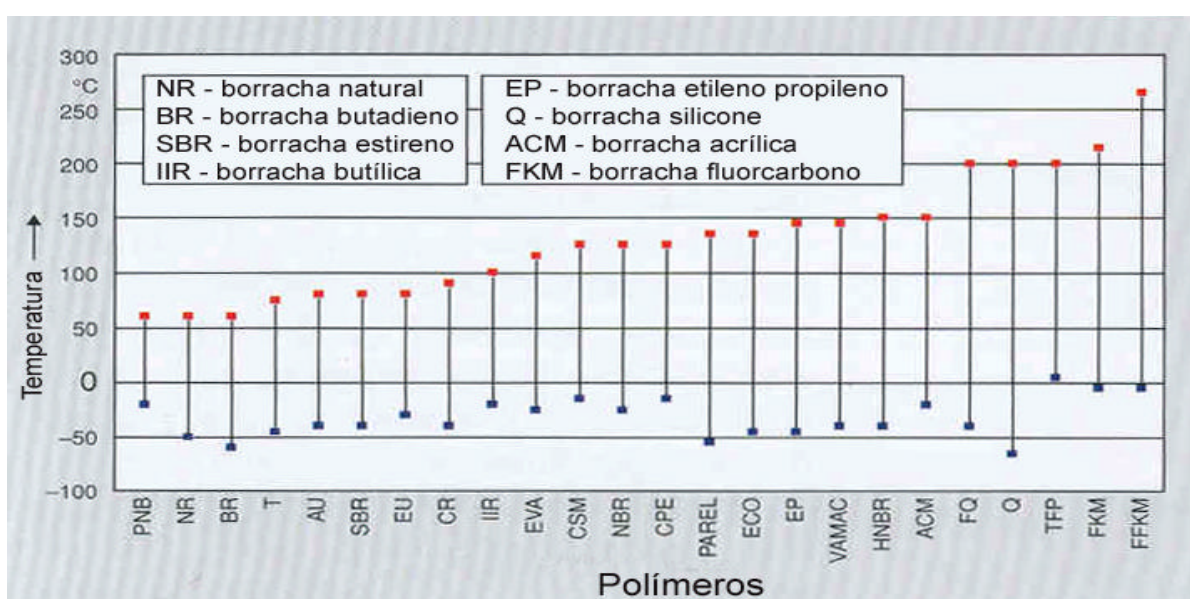


Figura 2.21 – Faixas de temperatura de materiais polímeros.

Materiais Metálicos

Os isoladores do motor do veículo são compostos por borracha e metal. Segundo Hofmann (2002), o metal também contribui para a performance do isolamento do coxim. Além de resistir às forças transmitidas pela borracha, estas estruturas devem suportar forças e torque para que não influenciem no comportamento da borracha, e devem possuir altas frequências de ressonância e alta rigidez, sem serem pesadas ou grandes.

O aço é o metal mais utilizado em isoladores por ter boa relação custo-benefício, alta resistência, facilidades de estampagem e soldagem, mas possui as desvantagens de ser pesado, apresentar baixo amortecimento e necessitar de proteção contra corrosão. As exigências de

redução de peso da indústria automobilística levaram à aplicação do alumínio. O alumínio possui vantagens, além do menor peso, como apresentar maior amortecimento e não necessitar de tratamento contra corrosão; as maiores desvantagens são o custo e a maior fragilidade. Outro material que pode ser utilizado é o magnésio. Existem também materiais que deverão ser aplicados no futuro, devido ao alto custo atualmente, mas com o objetivo de otimização de todas as características requeridas, que são compostos de carbono ou fibras sintéticas.

Características da Borracha

Algumas características importantes, segundo Bosco (1992) são:

Dureza: “é a resistência à penetração de um corpo de forma cônica de uma determinada dimensão a uma pressão definida”. Para dureza Shore existem dois tipos de aparelhos de medida: medidor de dureza Shore A, utilizado para borrachas moles e medidor de Shore D para qualidade de borrachas mais duras. A profundidade da penetração indica medida de uma escala que varia de 0 a 100;

Rigidez: não se pode comparar a dureza com a rigidez. A dureza e rigidez estão ligadas à relação esforço-deformação, mas as deformações são diferentes. A dureza deriva de pequenas deformações que se produzem na superfície, enquanto a rigidez deriva da deformação da massa inteira;

Dilacerabilidade: a resistência à dilaceração é definida como “a força por unidade de espessura necessária a fazer progredir um corte na direção normal à exercida a força”;

Carga de ruptura à tração: “é a força por unidade de seção original que é aplicada no momento da ruptura.”;

Alongamento: é o afastamento que se tem em um corpo de prova quando se aplica uma força de tração e é expresso como percentual da distância original;

Retorno elástico: é a capacidade que o material possui de retornar à dimensão original depois de uma deformação imposta por uma força aplicada;

Elasticidade: o módulo de elasticidade de um elastômero é função da deformação, resulta do gráfico esforço deformação. A curva esforço-deformação tem um trecho inicial linear e neste

trecho o módulo de elasticidade é constante. Para deformações maiores, tem-se deformação plástica, irreversível;

Rigidez Dinâmica: o elemento elástico, em condição dinâmica, se comporta como se fosse mais rígido que em condição estática. A rigidez dinâmica resulta relativamente independente da amplitude da vibração, é muito influenciada pela frequência e pela temperatura. O ideal é que se tenha a menor variação possível da rigidez dinâmica para toda faixa de frequências.

Resiliência: segundo o Good-Year Handbook, resiliência é a energia requerida para deformar um corpo, ou a energia armazenada enquanto um corpo elástico é deformado. Para borrachas é mais conveniente que se expresse a resiliência em percentual da energia gasta para recuperar a deformação pela energia requerida para produzir a deformação;

Amortecimento: segundo o Good-Year Handbook, amortecimento “refere à redução progressiva da amplitude de vibração em um sistema de vibração livre”;

Histerese: ainda segundo o Good-Year Handbook, histerese “é o percentual de energia perdida por ciclo, ou 100 por cento menos a porcentagem de resiliência”.

Todas estas características, e algumas outras, são muito importantes para a definição da mistura de componentes que farão parte da borracha do isolador, de acordo com sua aplicação.

Alguns exemplos de características mecânicas de elastômeros para dureza média de 60 *Shore*, utilizados na indústria automobilística, conforme Bosco (1992), estão na Tab. 2.1.

Tabela 2.1 – Características de elastômeros.

Tipo de material	Histerese (%)	Comportamento à fadiga	Aderência borracha-metal
Natural	10	Ótimo	Ótima
Policloroprene	20	Bom	Ótima
E.P.D.M.	25	Bom	Escassa
Butílica	30 / 35	Discreto	Bom

2.3.7 – Efeitos de onda

Segundo Snowdon (1979) o efeito de ondas em isoladores ocorrem em frequências bem acima da frequência natural, e são observadas quando as dimensões dos isoladores tornam-se comparáveis com os múltiplos de comprimento de meia onda das ondas que passam através do isolador. O efeito depende da razão entre a massa sobre o isolador e a massa do isolador (?). Este efeito reduz a eficiência dos isoladores em altas frequências. Devido à complexidade da geometria de isoladores, para altas frequências a transmissibilidade é calculada teoricamente. A Figura 2.22 mostra curvas de transmissibilidade de um isolador com os efeitos de onda calculados pela teoria ‘Long-rod’, com fator de amortecimento $d = 0,1$, frequência natural de 5,0 Hz e fatores de massa $\gamma = 50, 100$ e 250.

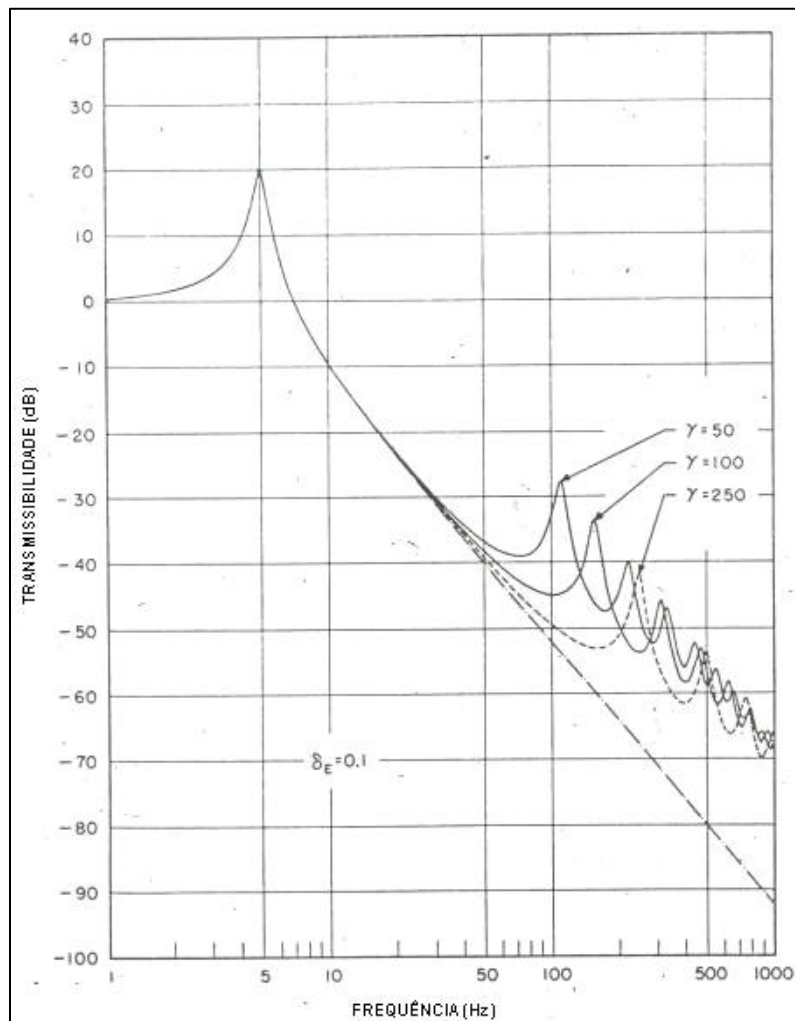


Figura 2.22 – Transmissibilidade com efeito de ondas.

2.4 – Equações de movimento de um corpo rígido suportado por elementos resilientes

As equações diferenciais de movimento de corpo rígido de translação são mostradas nas Equações (2.1), (2.2) e (2.3):

$$m\ddot{x}_c = F_x \quad (2.1)$$

$$m\ddot{y}_c = F_y \quad (2.2)$$

$$m\ddot{z}_c = F_z \quad (2.3)$$

As equações de movimento de rotação são mostradas nas Equações (2.4), (2.5) e (2.6):

$$I_{xx}\ddot{\alpha} - I_{xy}\ddot{\beta} - I_{xz}\ddot{\gamma} = M_x \quad (2.4)$$

$$-I_{xy}\ddot{\alpha} + I_{yy}\ddot{\beta} - I_{yz}\ddot{\gamma} = M_y \quad (2.5)$$

$$-I_{xz}\ddot{\alpha} - I_{yz}\ddot{\beta} + I_{zz}\ddot{\gamma} = M_z \quad (2.6)$$

Nas equações diferenciais de movimento de corpo rígido representadas acima, F_x , F_y e F_z representam as forças e M_x , M_y e M_z os momentos agindo sobre o corpo, diretamente ou através de um elemento resiliente que suporta um corpo rígido. A Figura 2.23 mostra uma vista de um corpo rígido em repouso com os eixos inerciais \bar{X} , \bar{Y} e \bar{Z} e os eixos de referência coincidentes X , Y e Z , ambos passando pelo centro de massa.

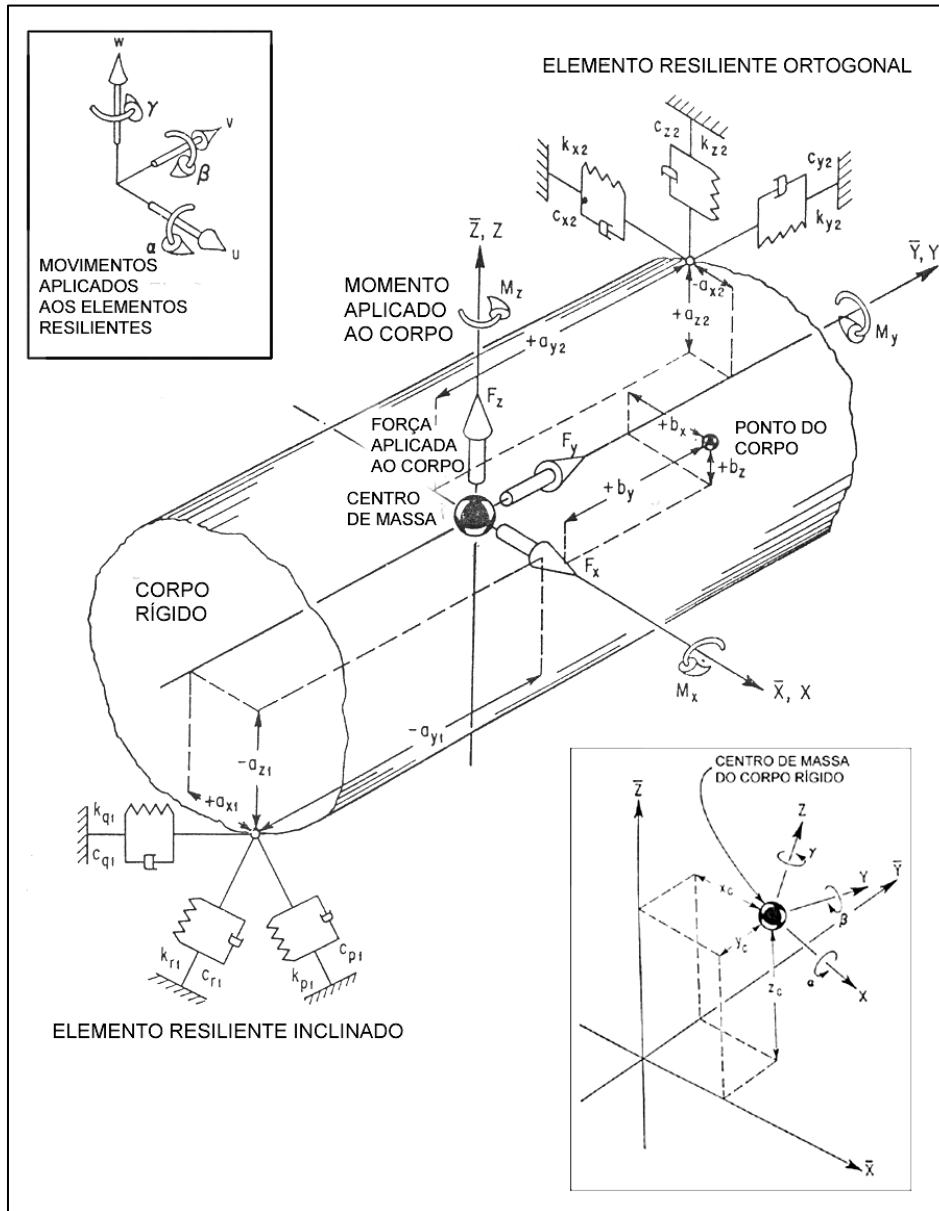


Figura 2.23 – Corpo rígido suportado por elementos resilientes.

Um típico elemento resiliente é representado por uma mola e um amortecedor viscoso paralelos aos eixos \bar{X}, \bar{Y} e \bar{Z} . Outro elemento resiliente é mostrado com seu eixo principal não paralelo aos eixos \bar{X}, \bar{Y} e \bar{Z} .

O deslocamento do centro de gravidade do corpo nas direções \bar{X}, \bar{Y} e \bar{Z} é indicado na Figura 2.23 por x_c, y_c e z_c respectivamente e a rotação do corpo rígido sobre estes eixos é indicada por α, β e γ respectivamente. Na Figura 2.23 cada elemento resiliente é representado por três combinações de amortecedores e molas em perpendicular, sendo cada amortecedor paralelo à sua mola correspondente. Cada combinação tem uma extremidade ligada ao corpo rígido e

outra considerada fixa em uma fundação que o deslocamento translacional é definido por u , v e w nas direções \bar{X} , \bar{Y} e \bar{Z} respectivamente e o deslocamento rotacional sobre estes eixos é definido por \mathbf{a} , $\mathbf{\beta}$ e $\mathbf{\gamma}$ respectivamente. O ponto de ligação de cada elemento resiliente é posicionado nas distâncias coordenadas a_x , a_y , e a_z do centro elástico do elemento resiliente.

Considerando o corpo rígido com um deslocamento translacional x_c de seu centro de gravidade e nenhum outro deslocamento, e desconsiderando os efeitos dos amortecedores, a força desenvolvida por um elemento resiliente tem o efeito de uma força $-K_{xx}(x_c - u)$ na direção X , o momento $K_{xx}(x_c - u)a_y$ na coordenada γ (sobre o eixo Z) e um momento $-K_{xx}(x_c - u)a_z$ na coordenada β (sobre o eixo Y). Além disso, as rigidezes acopladas causam uma força $-K_{xy}(x_c - u)$ na direção Y e uma força $-K_{xz}(x_c - u)$ na direção Z . Estas forças tem momentos: $K_{xy}(x_c - u)a_z$ na coordenada a , $-K_{xy}(x_c - u)a_z$ na coordenada γ , $K_{xz}(x_c - u)a_x$ na coordenada β e $-K_{xz}(x_c - u)a_y$ na coordenada a . Considerando de maneira similar as forças e momentos desenvolvidos por um elemento resiliente por sucessivos deslocamentos do corpo rígido nas três coordenadas translacionais e nas três rotacionais, e somando o número de elementos resilientes, as equações de movimento serão escritas conforme as Equações (2.7) a (2.12).

$$\begin{aligned}
 m \ddot{x}_c + \sum K_{xx}(x_c - u) + \sum K_{yy}(y_c - v) + \sum K_{zz}(z_c - w) \\
 + \sum (K_{xz}a_y - K_{xy}a_z)(a - \mathbf{a}) + \sum (K_{xx}a_z - K_{xz}a_x)(\beta - \mathbf{\beta}) \\
 + \sum (K_{xy}a_x - K_{xx}a_y)(\gamma - \mathbf{\gamma}) = F_x
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

$$\begin{aligned}
 I_{xx} \ddot{\mathbf{a}} - I_{xy} \dot{\mathbf{b}} - I_{xz} \dot{\mathbf{g}} + \sum (K_{xz}a_y - K_{xy}a_z)(x_c - u) \\
 + \sum (K_{yz}a_y - K_{yy}a_z)(y_c - v) + \sum (K_{zz}a_y - K_{yz}a_z)(z_c - w) \\
 + \sum (K_{yy}a_z^2 + K_{zz}a_y^2 - 2K_{yz}a_ya_z)(a - \mathbf{a}) \\
 + \sum (K_{xz}a_ya_z + K_{yz}a_xa_z - K_{zz}a_xa_y - K_{xy}a_z^2)(\beta - \mathbf{\beta}) \\
 + \sum (K_{xy}a_ya_z + K_{yz}a_xa_y - K_{yy}a_xa_z - K_{xz}a_y^2)(\gamma - \mathbf{\gamma}) = M_x
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

$$\begin{aligned}
 & m \ddot{y}_c + \Sigma K_{xy}(x_c - u) + \Sigma K_{yy}(y_c - v) \\
 & + \Sigma K_{yz}(z_c - w) + \Sigma (K_{yz}a_y - K_{yy}a_z) (a - \mathbf{a}) \\
 & + \Sigma (K_{xy}a_z - K_{yz}a_x) (\beta - \mathbf{\beta}) + \Sigma (K_{yy}a_x - K_{xy}a_y) (? - ?) = F_y
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

$$\begin{aligned}
 & I_{yy} \ddot{\mathbf{b}} - I_{xy} \ddot{\mathbf{a}} - I_{yz} \ddot{\mathbf{g}} + \Sigma (K_{xx}a_z - K_{xz}a_x)(x_c - u) \\
 & + \Sigma (K_{xy}a_z - K_{yz}a_x)(y_c - v) + \Sigma (K_{xz}a_z - K_{zz}a_x)(z_c - w) \\
 & + \Sigma (K_{xz}a_ya_z + K_{yz}a_xa_z - K_{zz}a_xa_y - K_{xy}a_z^2)(a - \mathbf{a}) \\
 & + \Sigma (K_{xx}a_z^2 + K_{zz}a_x^2 - 2K_{xz}a_xa_z) (\beta - \mathbf{\beta}) \\
 & + \Sigma (K_{xy}a_xa_z + K_{xz}a_xa_y - K_{xx}a_ya_z - K_{yz}a_x^2) (? - ?) = M_y
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

$$\begin{aligned}
 & m \ddot{z}_c + \Sigma K_{xz}(x_c - u) + \Sigma K_{yz}(y_c - v) \\
 & + \Sigma K_{zz}(z_c - w) + \Sigma (K_{zz}a_y - K_{yz}a_z) (a - \mathbf{a}) \\
 & + \Sigma (K_{xz}a_z - K_{zz}a_x) (\beta - \mathbf{\beta}) + \Sigma (K_{yz}a_x - K_{xy}a_y) (? - ?) = F_z
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

$$\begin{aligned}
 & I_{zz} \ddot{\mathbf{g}} - I_{xz} \ddot{\mathbf{a}} - I_{yz} \ddot{\mathbf{b}} + \Sigma (K_{xy}a_x - K_{xx}a_y)(x_c - u) \\
 & + \Sigma (K_{yy}a_x - K_{xy}a_y)(y_c - v) + \Sigma (K_{yz}a_x - K_{xz}a_y)(z_c - w) \\
 & + \Sigma (K_{xy}a_ya_z + K_{yz}a_xa_z - K_{yy}a_xa_z - K_{xz}a_y^2)(a - \mathbf{a}) \\
 & + \Sigma (K_{xy}a_xa_z + K_{xz}a_xa_y - K_{xx}a_ya_z - K_{yz}a_x^2) (\beta - \mathbf{\beta}) \\
 & + \Sigma (K_{xx}a_y^2 + K_{yy}a_x^2 - 2K_{xy}a_xa_y) (? - ?) = M_z
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

Os momentos e produtos de inércia são definidos pelas Equações (2.13) a (2.18):

$$I_{xx} = \int_m (Y^2 + Z^2) dm \quad (2.13)$$

$$I_{yy} = \int_m (X^2 + Z^2) dm \quad (2.14)$$

$$I_{zz} = \int_m (X^2 + Y^2) dm \quad (2.15)$$

$$I_{xy} = \int_m (XY) dm \quad (2.16)$$

$$I_{xz} = \int_m (XZ) dm \quad (2.17)$$

$$I_{yz} = \int_m (YZ) dm \quad (2.18)$$

Os coeficientes de rigidez são definidos conforme as Equações (2.19) a (2.24):

$$K_{xx} = K_p \cdot \cos^2 \alpha_p + K_q \cdot \cos^2 \alpha_q + K_r \cdot \cos^2 \alpha_r \quad (2.19)$$

$$K_{yy} = K_p \cdot \cos^2 \alpha_{yp} + K_q \cdot \cos^2 \alpha_{yq} + K_r \cdot \cos^2 \alpha_{yr} \quad (2.20)$$

$$K_{zz} = K_p \cdot \cos^2 \alpha_{zp} + K_q \cdot \cos^2 \alpha_{zq} + K_r \cdot \cos^2 \alpha_{zr} \quad (2.21)$$

$$K_{xy} = K_p \cdot \cos \alpha_{xp} \cdot \cos \alpha_{yp} + K_q \cdot \cos \alpha_{xq} \cdot \cos \alpha_{yq} + K_r \cdot \cos \alpha_{xr} \cdot \cos \alpha_{yr} \quad (2.22)$$

$$K_{xz} = K_p \cdot \cos \alpha_{xp} \cdot \cos \alpha_{zp} + K_q \cdot \cos \alpha_{xq} \cdot \cos \alpha_{zq} + K_r \cdot \cos \alpha_{xr} \cdot \cos \alpha_{zr} \quad (2.23)$$

$$K_{yz} = K_p \cdot \cos \alpha_{yp} \cdot \cos \alpha_{zp} + K_q \cdot \cos \alpha_{yq} \cdot \cos \alpha_{zq} + K_r \cdot \cos \alpha_{yr} \cdot \cos \alpha_{zr} \quad (2.24)$$

Nas equações acima, α são os cossenos dos ângulos entre o eixo principal dos elementos resilientes e os eixos de coordenadas.

Nas equações de movimento, (2.7) a (2.12), não são incluídas forças aplicadas ao corpo rígido decorrentes do amortecimento dos elementos resilientes.

2.5 – ANÁLISE DE SINAIS

2.5.1 – TRANSFORMADA DE FOURIER

A transformada de Fourier é, conforme Haykin e Van Veen (1999), usada para representar um sinal no domínio do tempo como uma superposição de senóides complexas. A representação da transformada de Fourier de um sinal de tempo envolve uma integral de frequência, conforme a Equação (2.25):

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(j\omega)e^{j\omega t} d\omega \quad (2.25)$$

Na Equação (2.25) expressa-se $x(t)$ como uma superposição ponderada de senóides. A superposição é uma integral e o peso de cada senóide é $(1/2\pi) X(j\omega)d\omega$. Diz-se que $x(t)$ e $X(j\omega)$ são um par de transformada de Fourier.

A transformada $X(j\omega)$ descreve o sinal $x(t)$ como uma função da frequência senoidal ω e é denominada representação de domínio de frequência para $x(t)$. A Equação (2.26) é denominada transformada de Fourier de $x(t)$, uma vez que converte o sinal de domínio de tempo em sua representação de domínio de frequência. A Equação (2.25) é denominada transformada de Fourier inversa, uma vez que converte a representação no domínio de frequência de $X(j\omega)$ de volta ao domínio de tempo.

$$X(j\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (2.26)$$

Ainda conforme Haykin e Van Veen (1999), a Figura 2.24 mostra uma transformada de Fourier.

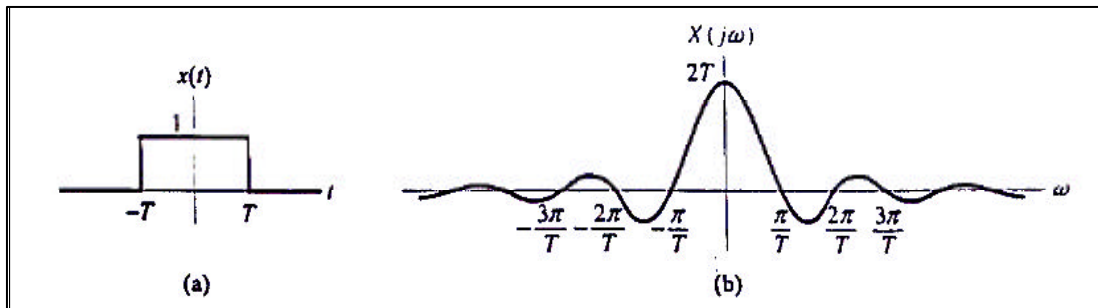


Figura 2.24 – (a) Pulso regular no tempo. (b) Transformada de Fourier.

2.5.2 – Transformada discreta de Fourier

Segundo Haykin e Van Veen (1999), a transformada discreta de Fourier desenvolve-se a partir da série de Fourier de tempo discreto, descrevendo um sinal não periódico como o limite de um sinal periódico cujo período, N , aproxima-se do infinito. Para que esta abordagem seja significativa, supõe-se que o sinal não-periódico seja representado por um período simples do sinal periódico que está centralizado na origem, e que o limite, quando N se aproxima do infinito, é tomado de maneira simétrica. Sendo um sinal periódico com período $N = 2M + 1$, o sinal não-periódico de duração finita $x[n]$ como um período de conforme $\tilde{x}[n]$ mostrado na Equação (2.27):

$$x[n] = \begin{cases} \tilde{x}[n], & -M \leq n \leq M \\ 0, & |n| > M \end{cases} \quad (2.27)$$

A relação da Equação (2.27) é ilustrada na Figura 2.25. Pode-se observar que a medida que M se eleva, as réplicas periódicas de $x[n]$ que estão presentes em $\tilde{x}[n]$ se movem cada vez mais para longe da origem.

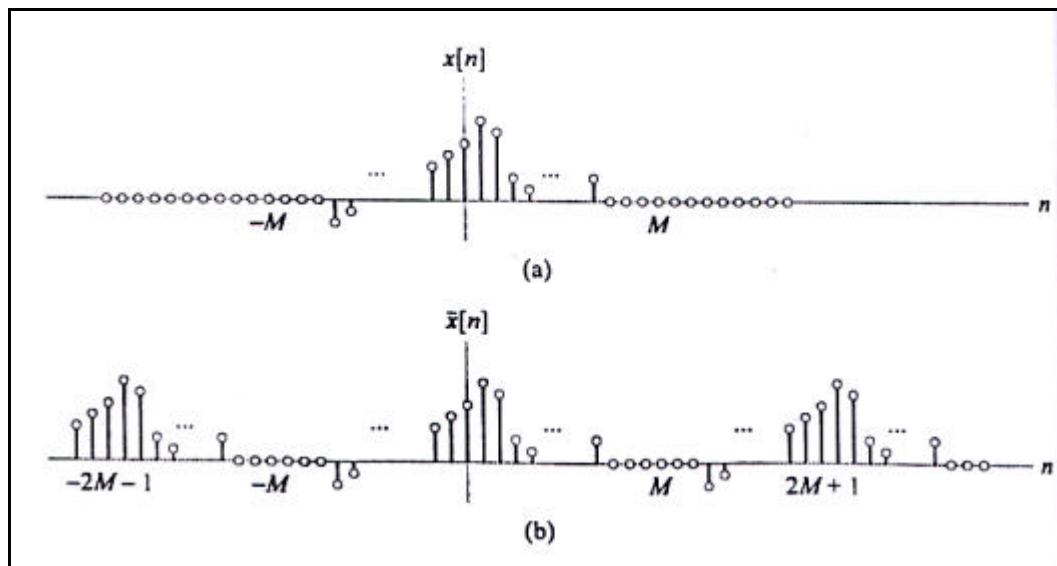


Figura 2.25 – Aproximação de um sinal não-periódico. (a) Sinal não-periódico $x[n]$. (b) Aproximação periódica $\tilde{x}[n]$.

A representação por série de Fourier de tempo discreto do sinal periódico $\tilde{x}[n]$, tem-se o par de série de Fourier de tempo discreto conforme as Equações (2.28) e (2.29):

$$\tilde{x}[n] = \sum_{k=-M}^M X[k] e^{jk\Omega_0 n} \quad (2.28)$$

$$X[k] = \frac{1}{2M+1} \sum_{n=-M}^M \tilde{x}[n] e^{-jk\Omega_0 n} \quad (2.29)$$

Uma vez que $\tilde{x}[n] = x[n]$ para $-M \leq n \leq M$, pode-se rescrever a Equação (2.29) em termos de $x[n]$ conforme a Equação (2.30):

$$X[k] = \frac{1}{2M+1} \sum_{n=-M}^M x[n] e^{-jk\Omega_0 n} = \frac{1}{2M+1} \sum_{n=-\infty}^{\infty} x[n] e^{-jk\Omega_0 n} \quad (2.30)$$

Ainda segundo Haykin e Van Veen (1999), a representação por transformada discreta de Fourier é expressa conforme a Equação (2.31):

$$x[n] = \frac{1}{2\pi} \int_{-p}^p X(e^{j\Omega}) e^{j\Omega n} d\Omega \quad (2.31)$$

2.5.3 – Transformada rápida de Fourier (FFT)

Segundo Randall (1987), a transformada rápida de Fourier é um algoritmo ou procedimento de cálculo para a obtenção da transformada discreta de Fourier com uma grande redução de operações aritméticas comparado com a aplicação direta. Desde as primeiras publicações ela tem revolucionado o campo de análise de sinais, e é ainda a mais importante técnica de análise.

Uma das maiores vantagens da transformada rápida de Fourier sobre outros tipos de análise de frequência, é que a retenção da informação da fase faz com que a transformação em cada direção possível seja uma operação relativamente simples. Isto também permite avaliação de

um grande número de funções aplicáveis a medidas multicanais e análise de sistemas, por exemplo, correlação coerência, função de resposta em frequência, entre outros.

A Figura 2.26 ilustra uma FFT de um sinal não periódico.

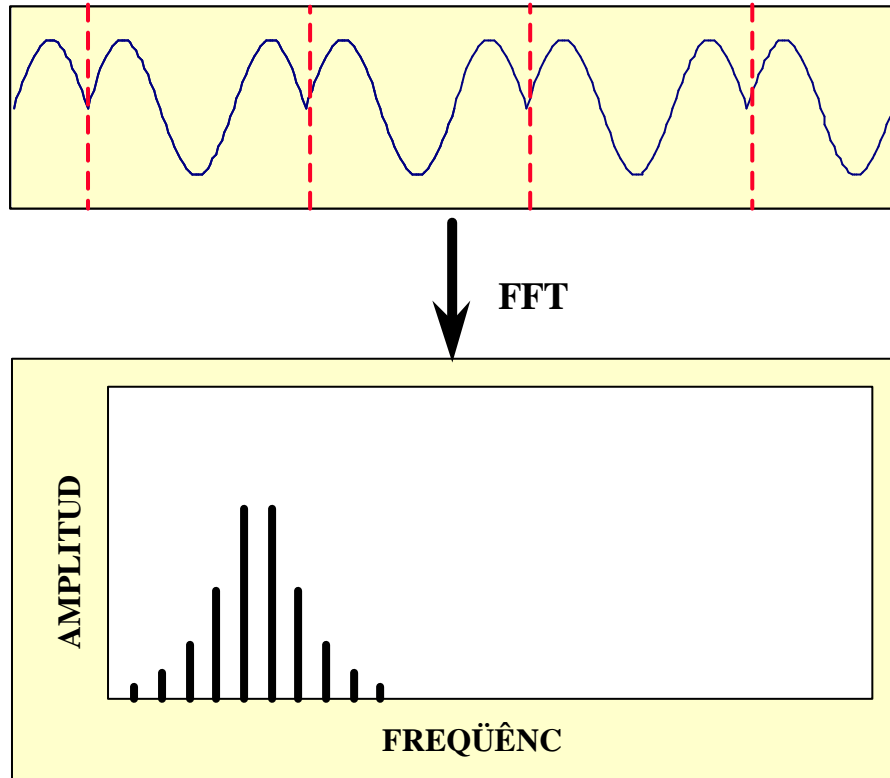


Figura 2.26 – FFT de um sinal não periódico.

2.5.4 – Janelas

As janelas minimizam o *leakage*, que é conhecido como vazamento e ocorre quando não se tem um número inteiro de ciclos, não há continuidade perfeita na extensão do sinal, ou seja, ocorre uma quebra da linha entre dois períodos consecutivos. O janelamento também tem a função de eliminar ruído da medição. As janelas mais importantes serão citadas abaixo.

Janela Hanning

Esta janela é largamente aplicada em análises de sinais randômicos em altas frequências. A Figura 2.27 ilustra a forma da janela Hanning.

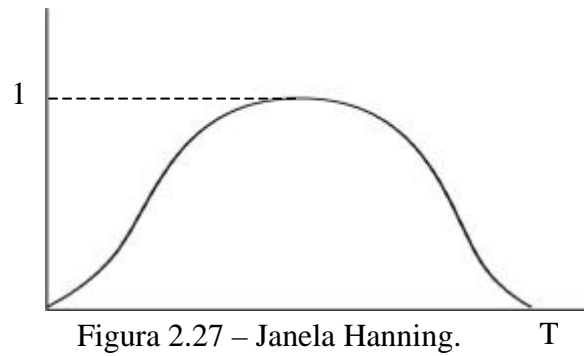


Figura 2.27 – Janela Hanning.

Janela Retangular

Utilizada para medições impulsivas e sinais periódicos no tempo. A Figura 2.28 ilustra a forma da janela retangular.

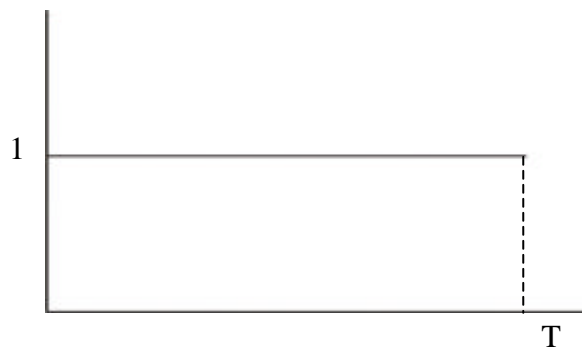


Figura 2.28 – Janela Retangular.

Janela Flat Top

Utilizada para medições corretas de amplitude em uma frequência. Aplicada em procedimento de calibração. A Figura 2.29 ilustra a forma da janela Flat Top.

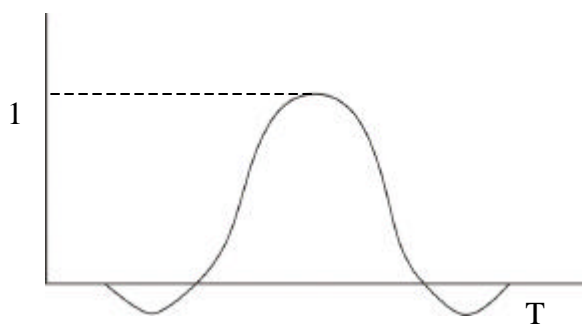


Figura 2.29 – Janela Flat Top

Janela Exponencial

Utilizada para sinais transientes. É aplicada no canal de resposta de testes de impacto. A Figura 2.30 ilustra uma aplicação da janela exponencial.

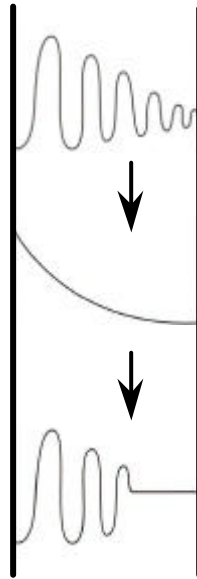


Figura 2.30 – Aplicação da janela Exponencial.

Janela de força

Também utilizada para sinais transientes. É aplicada em teste de impacto no canal da excitação. O seu desenho elimina os ruídos da excitação. A Figura 2.31 ilustra uma aplicação da janela de força.

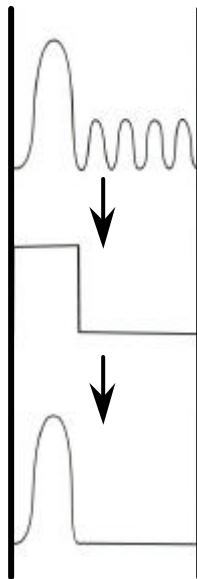


Figura 2.31 – Aplicação da janela de força.

2.5.5 – Densidade Espectral

Segundo Gerges (1992), as funções de densidade espectral fornecem informações sobre os dados do domínio das frequências tais como as funções de correlação no domínio do tempo. A densidade espectral de potência e a autocorrelação constituem um par de transformadas de Fourier.

As funções densidade espectral de potência descrevem como a energia do sinal está distribuída no domínio da frequência. Nas Equações (2.32) e (2.33) são apresentadas as relações da densidade espectral de potência pela transformada de Fourier:

$$R_x(\mathbf{t}) = \int_{-\infty}^{+\infty} S_x(f) e^{i2\pi f \mathbf{t}} df \quad (2.32)$$

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_x(\mathbf{t}) e^{-i2\pi f \mathbf{t}} d\mathbf{t} \quad (2.33)$$

Para $\mathbf{t} \rightarrow 0$, $R_x(0) = \overline{x^2} = \int_{-\infty}^{+\infty} S_x(f) df$ representa a energia total no sinal.

Assim como a densidade espectral de potência de um único registro temporal é a transformada de Fourier da função de autocorrelação, a densidade espectral cruzada de um par de registros temporais é a transformada de Fourier da função de correlação cruzada. Devido à função de correlação cruzada não ser uma função par no tempo, a densidade espectral cruzada é, em geral, uma função complexa da frequência, conforme a Equação (2.34):

$$S_{xy}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_{xy}(\mathbf{t}) e^{-i2\pi f \mathbf{t}} d\mathbf{t} \quad (2.34)$$

2.6 – Efeitos da vibração sobre o homem

Segundo Gerges (1992), “o corpo humano pode ser considerado como um sistema mecânico complexo, de vários graus de liberdade. Na reação do corpo humano em um campo de vibrações e choque, deve-se considerar, não apenas a resposta mecânica do sistema, mas também o efeito psicológico sobre o indivíduo. Os efeitos das vibrações sobre o corpo humano podem ser extremamente graves. Entre estes efeitos podem-se citar: visão turva, perda de equilíbrio, falta de concentração e até danificação permanente de determinados órgãos do corpo”.

Segundo Broch (1984) as vibrações dos braços e das mãos especificamente geram, além do desconforto, problemas graves como doenças circulatórias, problemas de juntas e até perda de movimentos.

Os problemas mais graves citados em bibliografias sobre vibrações das mãos e braços estão ligados aos casos mais extremos como a utilização prolongada de máquinas que geram muita vibração e impacto como compactadoras, moto serras, grandes furadeiras etc. Para o caso de automóveis e mais especificamente do volante, as vibrações causam principalmente desconforto mas podem causar algum dano maior quando o tempo de exposição é longo, como em um caso de uma longa viagem. As mãos são muito sensíveis e qualquer indivíduo é capaz de sentir pequenos níveis de vibrações.

A Figura 2.32 mostra o gráfico de limites de vibrações das mãos, segundo norma ISO 2631-1978, que será utilizada no desenvolvimento deste trabalho. A norma ISO 2631-1978 foi desmembrada criando-se normas específicas como a norma ISO 5349-1986 que trata somente das vibrações transmitidas às mãos.

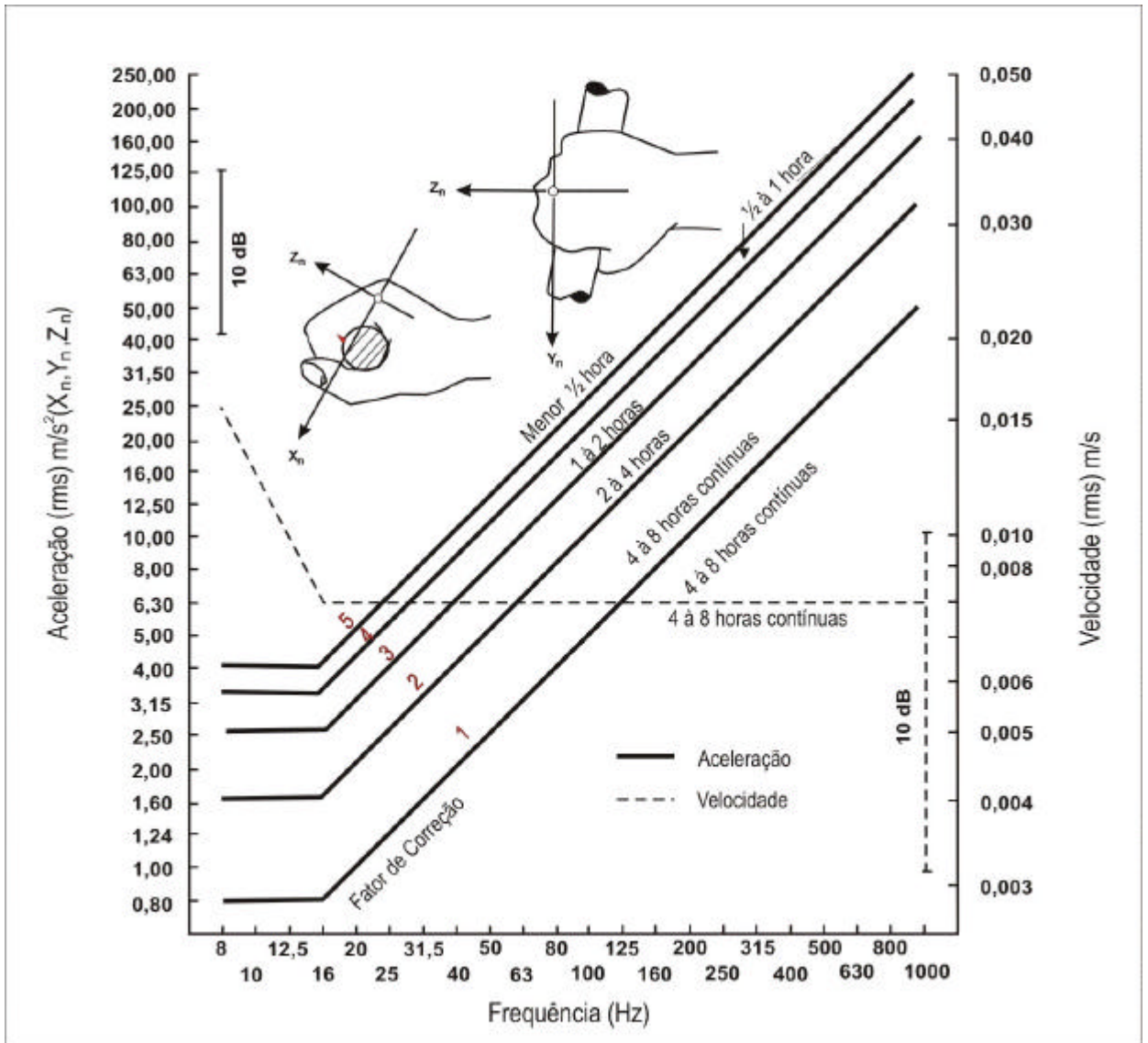


Figura 2.32 – Limites de vibrações das mãos, segundo norma ISO 2631-1978.

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA EXPERIMENTAL

3.1- Descrição do Experimento

O desenvolvimento do experimento se iniciou com um planejamento dos parâmetros dos testes, ou seja, definição do veículo a ser utilizado, definição dos isoladores a serem utilizados, condições dos testes, definição dos pontos de medição, seqüência dos testes e definição dos equipamentos a serem utilizados.

O veículo utilizado para a realização dos testes é um modelo Fiat Palio com motor 1,3 litros de 8 válvulas, mostrado na Figura 3.1. Este veículo possui suspensão do motor de três pontos sendo um do lado direito, outro do lado esquerdo e um posterior, que estão dispostos conforme as Figuras 3.2, 3.3 e 3.4.



Figura 3.1 – Veículo utilizado para medições – Fiat Palio motor 1.3 8V.

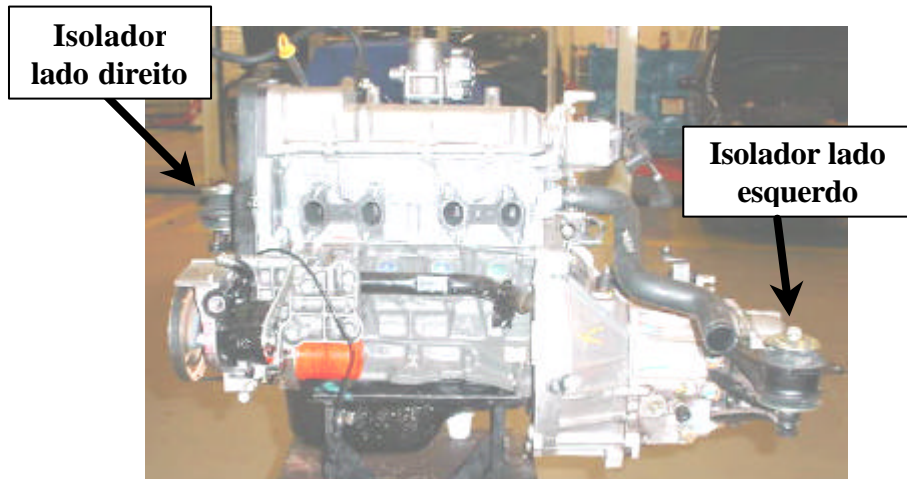


Figura 3.2 – Posicionamento dos isoladores do motor – vista frontal do motor.



Figura 3.3 – Posicionamento dos isoladores do motor – vista lateral esquerda do motor.

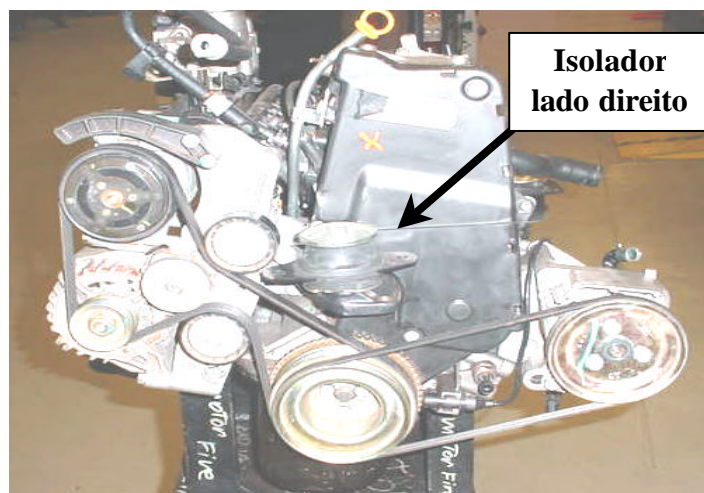


Figura 3.4 – Posicionamento dos isoladores do motor – vista lateral direita do motor.

O critério de definição das características dos isoladores a serem utilizados dependeu da capacidade de fabricação que o fornecedor possui, ou seja, das limitações das máquinas e das matérias-primas utilizadas. Foram selecionados três conjuntos de isoladores modificando a dureza da borracha destes, sendo o primeiro com durezas que cada isolador é produzido hoje para aplicação no veículo (base), o segundo com durezas maiores e o terceiro conjunto com as durezas menores, cada conjunto possuindo um do lado direito, um do lado esquerdo e um posterior. O isolador do lado esquerdo do conjunto de menor dureza foi o único que possui geometria diferente com o objetivo de se obter rigidez menor pois a dureza da borracha é praticamente igual ao do isolador do conjunto base devido à impossibilidade do fornecedor produzir um isolador com dureza significativamente menor. O material dos isoladores é a borracha natural, a quantidade de negro-de-fumo na composição da borracha é o fator que modifica a dureza. Quanto maior a quantidade deste componente mais dura será a borracha. Os isoladores utilizados possuem dureza conforme a Tab. 3.1.

Tabela 3.1 – Dureza dos isoladores utilizados.

CONJUNTO	Dureza dos isoladores (Shore A)		
	Lado Direito	Lado Esquerdo	Posterior
Base	44	40	45
Menor Dureza	39	39	39
Maior Dureza	56	50	56

Os testes se dividiram em duas etapas. A primeira consistiu em caracterizar os isoladores e a segunda em realizar os testes no veículo.

Na primeira etapa do experimento foram realizados os testes para determinação da rigidez estática nas direções axiais e radiais e da rigidez dinâmica na direção axial de cada isolador. Para cada teste é aplicada a pré-carga na direção axial que é a parcela da carga estática do conjunto motor-câmbio que cada isolador sustenta. A rigidez estática é obtida com o isolador fixo na máquina de teste estático com a pré-carga aplicada na direção axial e em cada uma das

três direções ortogonais é aplicada uma força para determinar o deslocamento equivalente até o batente de cada direção que os isoladores possuem e que determinam o fim de curso. A máquina de teste estático do fabricante *Kratos* com o sistema de aquisição estão ilustrados na Figura 3.5.

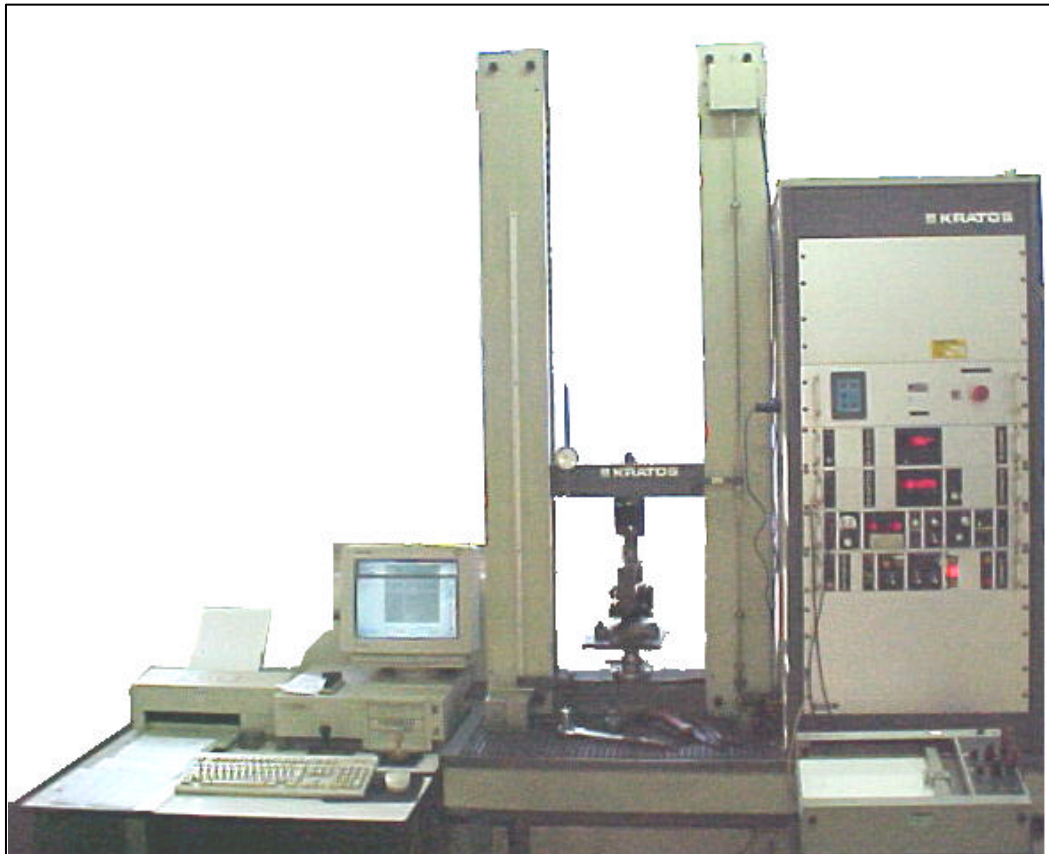


Figura 3.5 – Máquina *Kratos* de teste estático com sistema de aquisição.

O equipamento utilizado para a determinação da rigidez dinâmica só permite a realização dos testes na direção axial. A máquina de teste dinâmico do fabricante *MTS* possui um sistema hidropulsador (pistão excitador). O isolador é fixado na base onde está a célula de carga que mede a resposta. O pistão aplica uma força estática equivalente à pré-carga do isolador, e uma força harmônica que o excita nas frequências de 0 a 100 Hz. O deslocamento do pistão é de 0,2 mm pico a pico. A máquina de teste dinâmico está ilustrada na Figura 3.6.



Figura 3.6 – Máquina *MTS* de teste dinâmico.

Na segunda etapa foram realizadas as medições de vibração dos isoladores, a medição de vibração no volante e medição da resposta em frequência do volante.

Para os testes do veículo foi considerada a rotação nominal de marcha lenta de 850 rotações por minuto (rpm), com o motor quente, ou seja, com temperatura aproximada de 90°C e somente com o eletroventilador do radiador parado. Foram utilizadas, para medição de vibração do volante, também as rotações de 750 rpm e 950 rpm. Estas duas rotações são, respectivamente, a mínima e a máxima que o veículo pode alcançar em regime de marcha lenta. A primeira corresponde a uma condição em que o veículo utiliza as cargas elétricas (faróis, rádio, mecanismo de levantamento de vidros), a bomba de direção hidráulica em funcionamento, ou seja, com o volante esterçado e quando o compressor inicia o seu funcionamento (fase de *start-up*). A segunda corresponde à condição de funcionamento do ar condicionado e na primeira velocidade do eletroventilador do radiador simultaneamente, ou até mesmo com o veículo frio até o motor chegar na temperatura ideal de funcionamento. Para

a realização dos testes na rotação mínima de 750 rpm, foi substituída a central eletrônica do veículo por uma calibrada para operar na rotação desejada. Para a realização dos testes na rotação de 950 rpm, foi acionado o ar condicionado e a medição aconteceu a partir do momento do acionamento do eletroventilador. Para leitura da rotação foi utilizado um tacômetro digital.

Para a medição de vibração dos isoladores, foram considerados dois pontos de medição para cada isolador, sendo um próximo à fixação do suporte do isolador ao motor e outro próximo à fixação do suporte ao chassi, ou seja, um ponto mede as vibrações do motor e o outro as vibrações do chassi. Estas duas medidas têm o objetivo de verificar a atenuação de cada isolador. O primeiro ponto de medição será chamado de “ponto do lado do motor” e o segundo “ponto do lado do chassi”. Em cada ponto foi medida a vibração nas três direções ortogonais, ou seja, longitudinal (x), transversal (y) e vertical (z), sendo que cada medição realizou-se em um tempo de 15 segundos de aquisição, até 200 Hz com 2048 linhas. Para estas medições foram utilizados acelerômetros triaxiais que foram devidamente calibrados. A Figura 3.7 mostra os pontos de medição das vibrações dos isoladores e a Figura 3.8 a instrumentação utilizada.

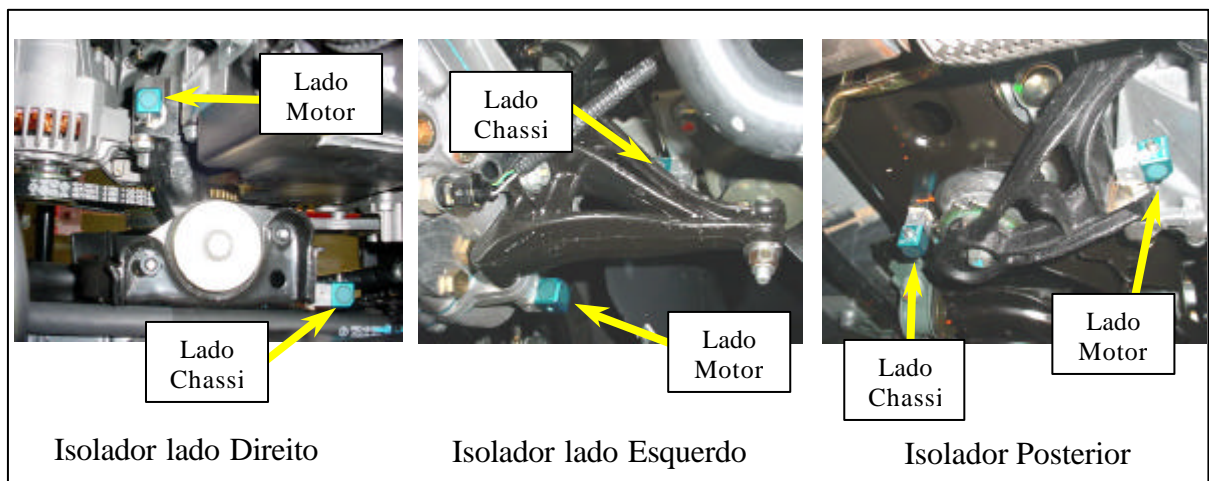


Figura 3.7 – Pontos de medição de vibração dos isoladores.

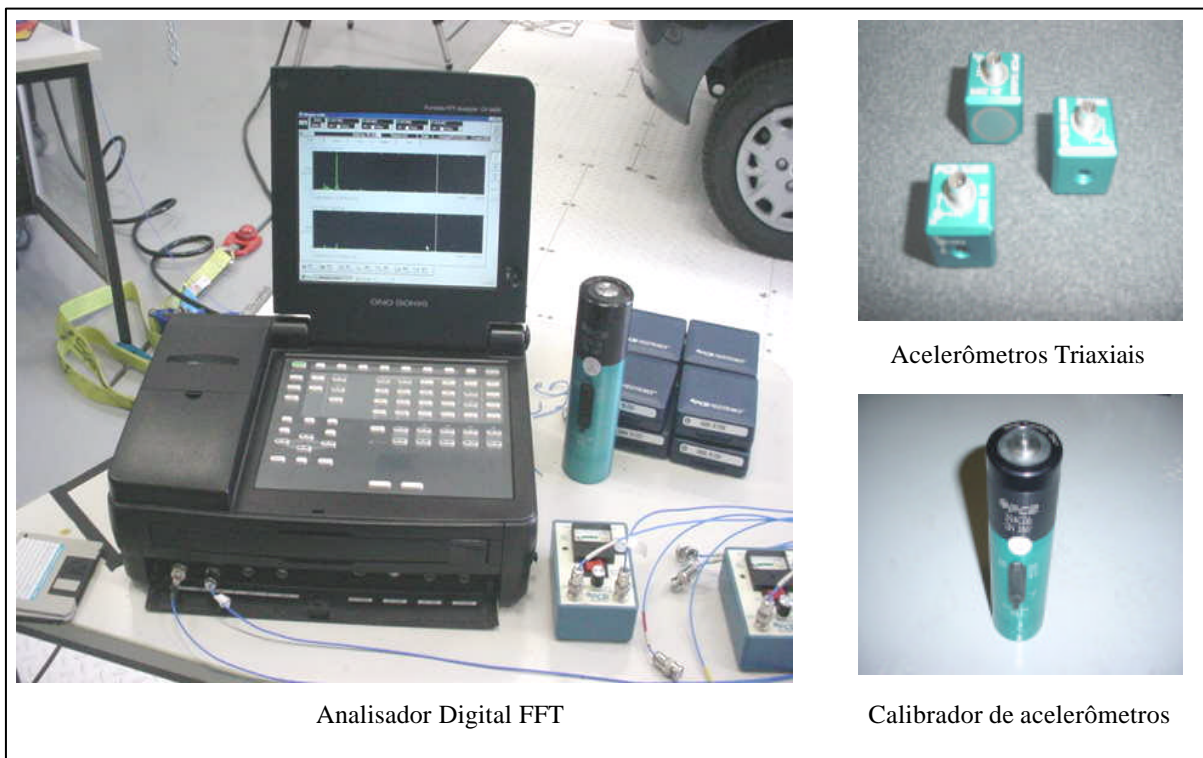


Figura 3.8 – Instrumentação para testes de vibração.

Para a medição de vibração do volante foi utilizado o equipamento *Vibrômetro laser* em três pontos específicos e na superfície onde se fez a varredura da vibração. Os três pontos específicos foram definidos conforme norma de prova Fiat por serem pontos onde o condutor do veículo mantém por maiores períodos de tempo o contato das mãos no volante. Para a medição da média espacial de vibração o equipamento selecionou 28 pontos na superfície do volante. Para esta medição é necessário utilizar um acelerômetro de referência para o analisador realizar o processamento do comportamento dos pontos de medição em relação à referência. Com esta função é possível visualizar as formas que o volante adquire nas frequências selecionadas. Os três pontos estão ilustrados na Figura 3.9. Na Figura 3.10 os pontos da superfície que o laser percorreu na medição de vibração.

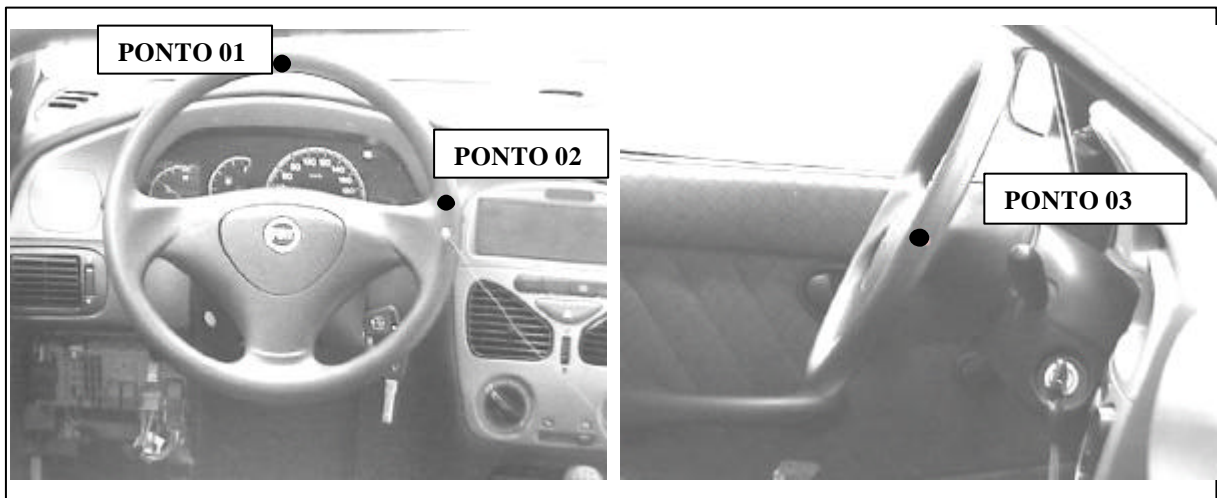


Figura 3.9 – Pontos de medição de vibração do volante.

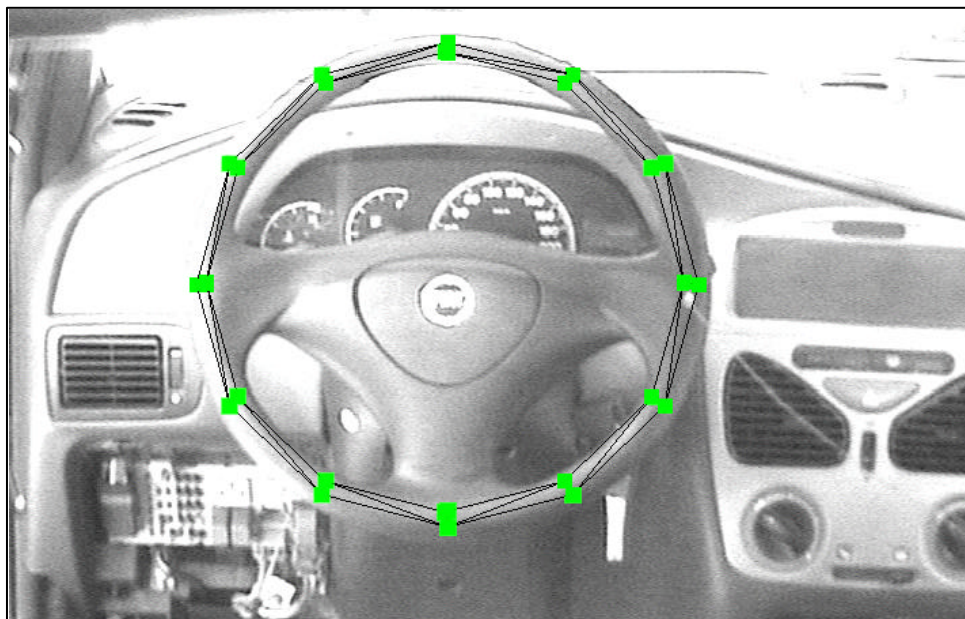


Figura 3.10 – Pontos de medição na superfície do volante da varredura de vibrações.

O equipamento Vibrômetro *laser* possui a “cabeça *scanner*” que é de onde o *laser* é direcionado à estrutura a ser medida. Para as medições dos pontos selecionados a “cabeça *scanner*” foi posicionada no ângulo do volante para que a incidência do raio seja perpendicular à superfície. O equipamento só realiza a medição na direção de incidência do *laser*. Para os pontos 01, 02 e pontos da varredura, a direção das medições é longitudinal ao veículo. Para o ponto 03, a direção é transversal ao veículo. Para as medições dos pontos 01,

02 e varredura o equipamento foi posicionado atrás do veículo com a tampa do porta-malas aberta e o banco do motorista inclinado conforme Figura 3.11 e para medição do ponto 03 o equipamento foi posicionado na lateral do veículo conforme Figura 3.12.



Figura 3.11 – Posicionamento da “cabeça scanner” para medições de vibração na superfície frontal do volante.



Figura 3.12 – Posicionamento da “cabeça scanner” para medições de vibração no ponto 03.

A instrumentação do Vibrômetro *laser* possui o analisador, o processador além da “cabeça scanner” que estão ilustrados na Figura 3.13.



Figura 3.13 – Instrumentação para medições de vibrações do volante.

Para a medição da resposta em frequência do volante foi conferido o torque de todos os parafusos de fixação, tanto da coluna de direção quanto do volante, conforme especificação da Fiat. Os testes de resposta em frequência do volante foram realizados com o analisador digital FFT programado para média de quatro impactos do martelo para cada ponto de medição no volante. Antes dos testes o equipamento foi devidamente calibrado. Os pontos de medição foram os mesmos pontos 01, 02 e 03, da Figura 3.9. Foi utilizado o analisador, mostrado na Figura 3.8, juntamente com o martelo de impacto (Figura 3.14).



Figura 3.14 – Martelo de impacto para teste de resposta em frequência do volante.

3.2 – Instrumentação utilizada

Para a realização dos testes foram utilizados os instrumentos de medição conforme Tab. 3.2.

Tabela 3.2 – Lista de instrumentos utilizados para os testes.

Quantidade	Instrumentos	ESPECIFICAÇÃO - FABRICANTE
02	Acelerômetro triaxial	356B08 – PCB
01	Acelerômetro	4375 – Brüel and Kjær
01	Calibrador de acelerômetros	SN 2661 – PCB
02	Amplificador de carga	480E09 – PCB
01	Martelo de impacto	086C03 – PCB
01	Tacômetro digital	C 118 – Braun GMBH
01	Analizador digital FFT	CF 3400 – Onno Sokki
01	Analizador Vibrômetro <i>laser</i>	OFV 3001 S – Polytec
01	Máquina de teste de rigidez estática	2000 Kgf – Kratos
01	Máquina de teste de rigidez dinâmica	600 Kgf – MTS

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1- Testes dos isoladores

Para a realização dos testes de determinação da rigidez estática e dinâmica foi necessário aplicar a pré-carga em cada isolador, que é a parcela da carga estática do conjunto motor-câmbio que cada isolador sustenta, conforme a Tab. 4.1. Na prática, aplica-se o deslocamento referente à pré-carga nos isoladores.

Tabela 4.1 – Pré-carga dos isoladores.

	Isoladores		
	Lado direito	Lado esquerdo	Posterior
Pré-carga (N)	782	559	210

Foram obtidas as curvas de rigidez estática de todos os isoladores testados, nas três direções ortogonais: radiais longitudinal (x) e transversal (y) e axial (z). As Figuras 4.1 e 4.2 mostram os gráficos dos isoladores do lado direito, sendo o primeiro referente às direções radiais x e y e o segundo à axial z. As Figuras 4.3, 4.4 e 4.5 referem-se ao isolador do lado esquerdo e as Figuras 4.6, 4.7 e 4.8 dos isoladores posteriores nas direções radiais x e y e axial z, respectivamente.

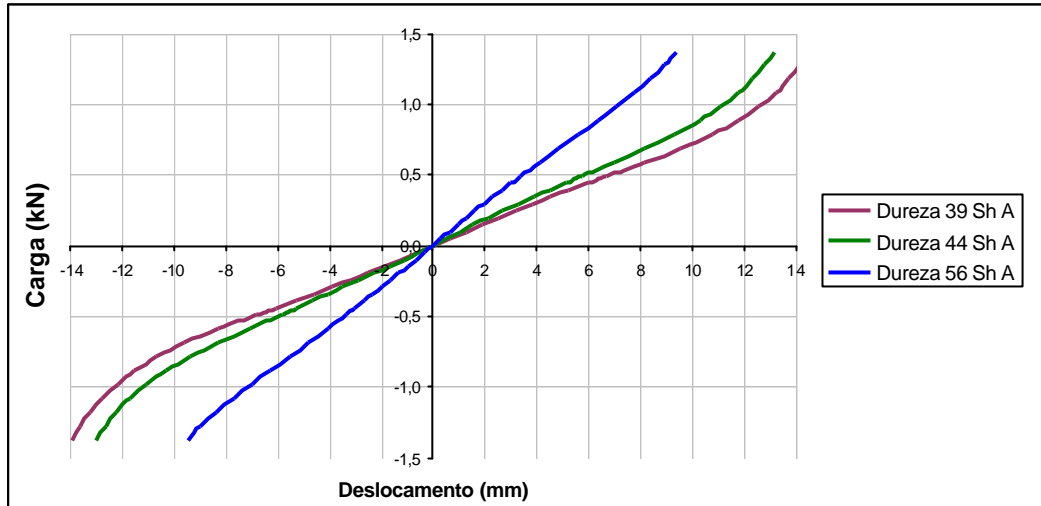


Figura 4.1 – Rigidez estática dos isoladores lado direito, direções radiais x e y.

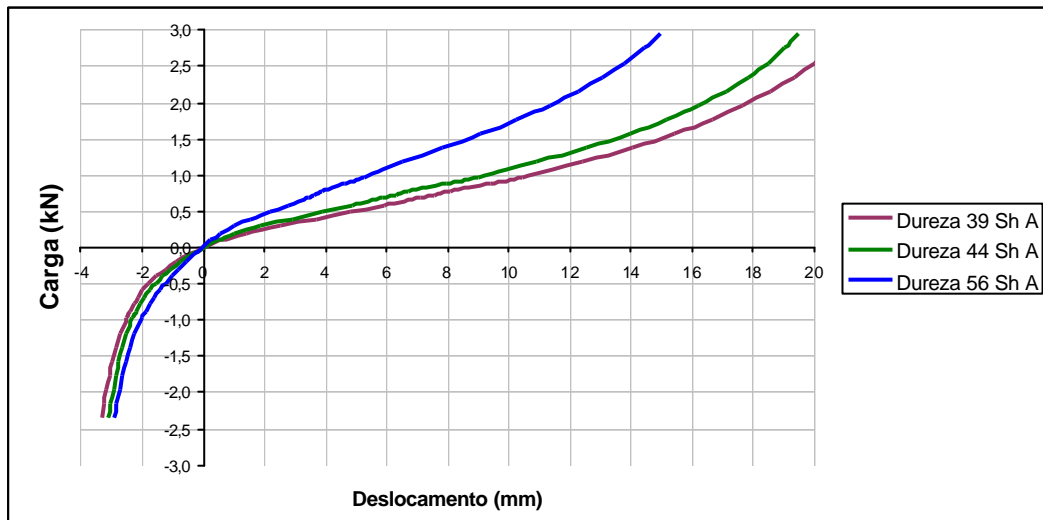


Figura 4.2 – Rigidez estática dos isoladores lado direito, direção axial z.

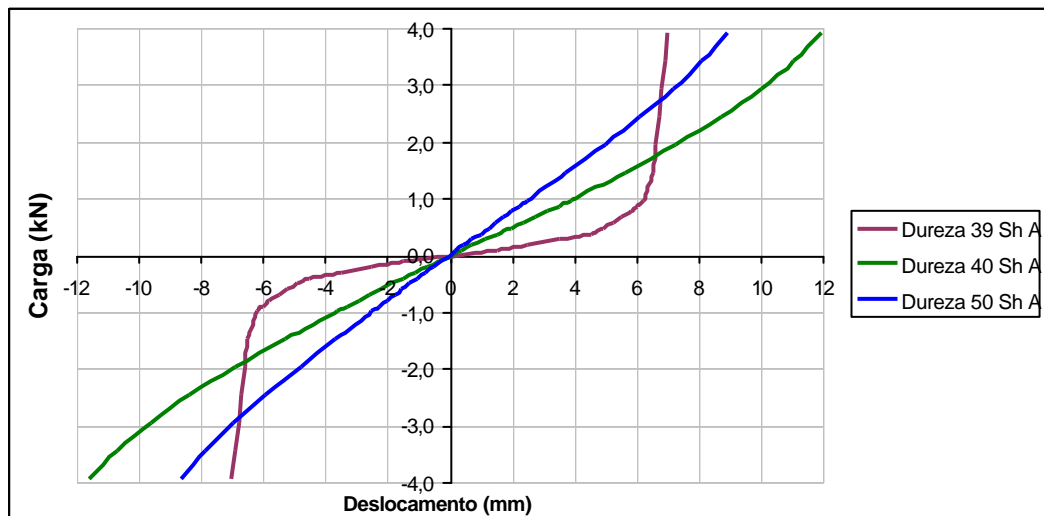


Figura 4.3 – Rigidez estática dos isoladores lado esquerdo, direção radial x.

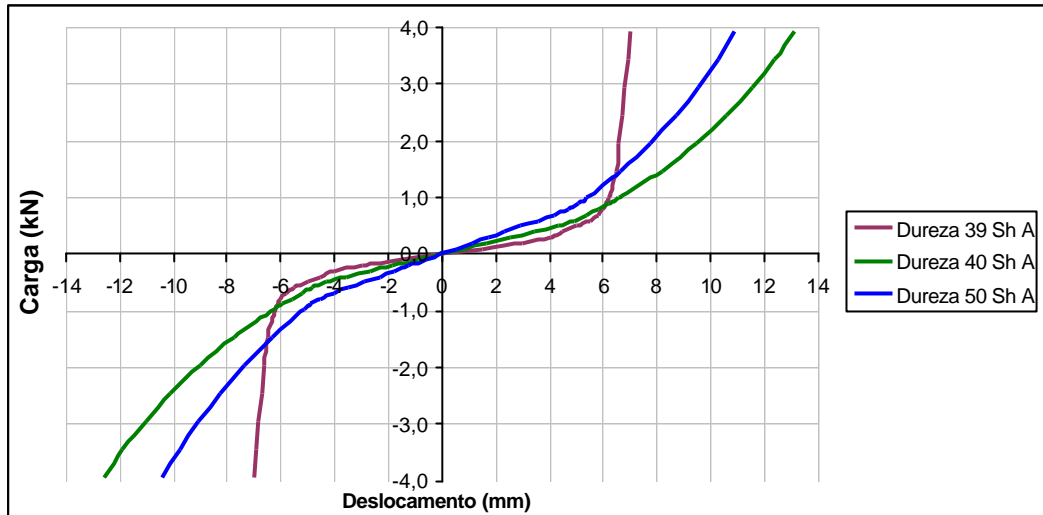


Figura 4.4 – Rigidez estática dos isoladores lado esquerdo, direção radial y.

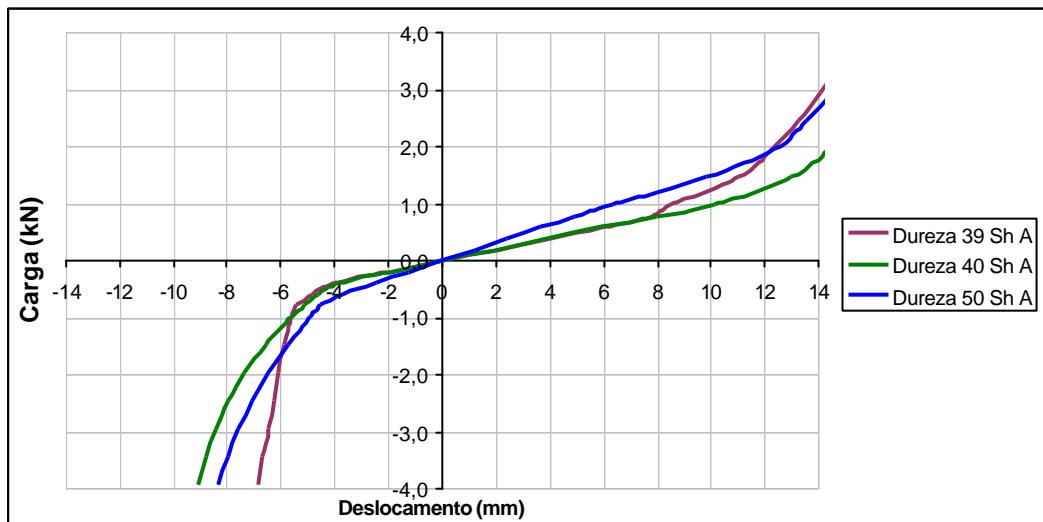


Figura 4.5 – Rigidez estática dos isoladores lado esquerdo, direção axial z.

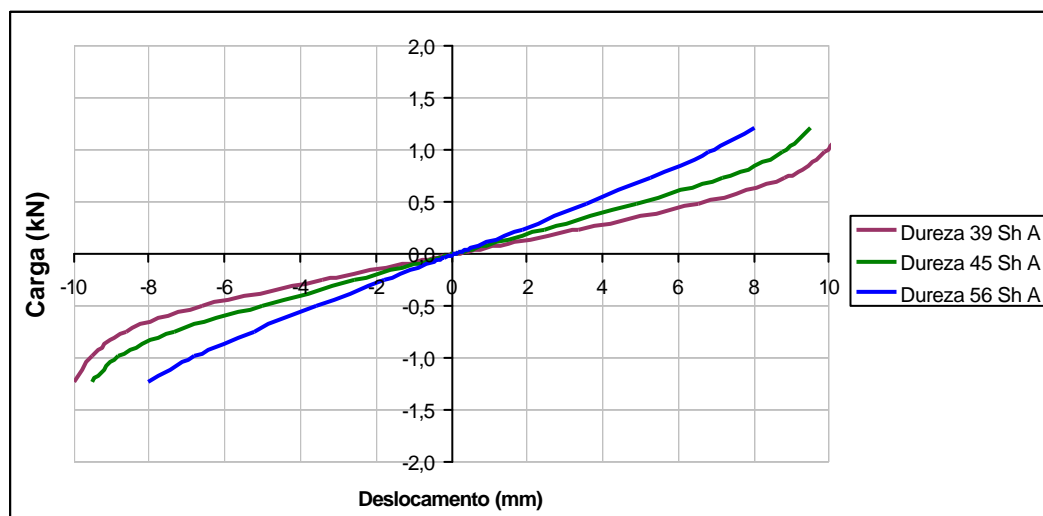


Figura 4.6 – Rigidez estática dos isoladores posteriores, direção radial x.

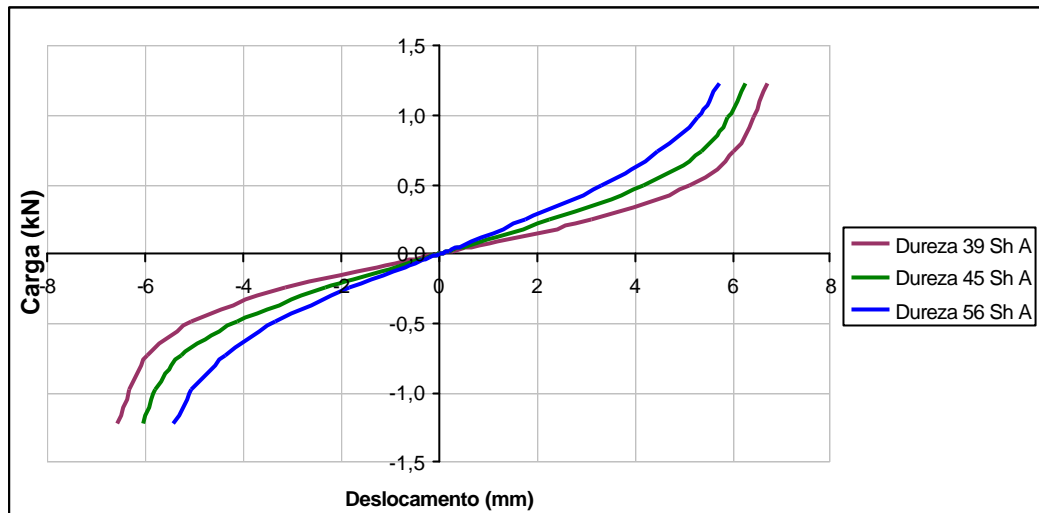


Figura 4.7 – Rigidez estática dos isoladores posteriores, direção radial y.

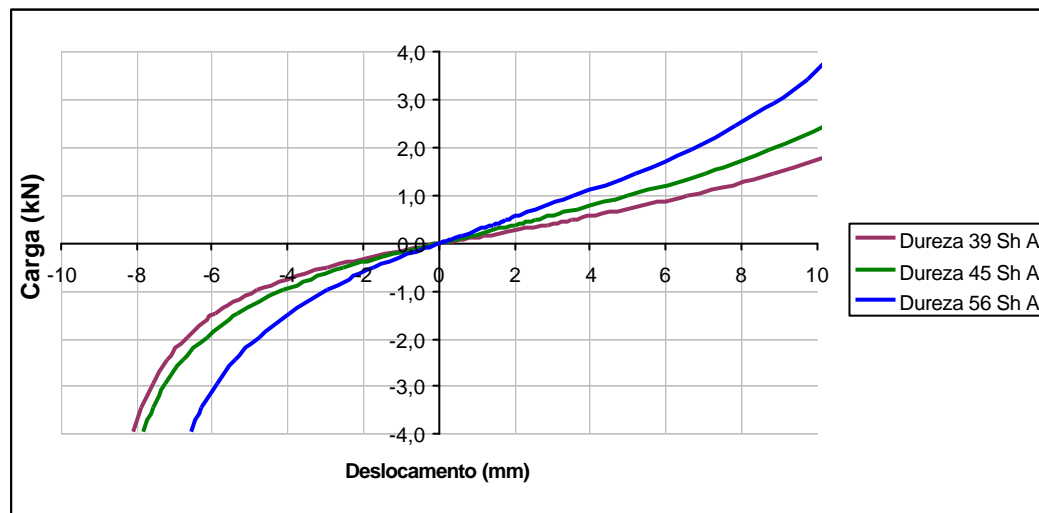


Figura 4.8 – Rigidez estática dos isoladores posteriores, direção axial z.

Dos gráficos de rigidez estática têm-se os valores de cada rigidez que são obtidos pela razão da carga pelo deslocamento na região de baixos valores de carga, onde o isolador apresenta comportamento linear, segundo norma do fornecedor, que estão representados na Tab 4.2.

Tabela 4.2 – Rigidez estática dos isoladores testados.

	Dureza	Rigidez Estática (N/mm)		
		K _x	K _y	K _z
Isoladores lado Direito	39 Sh A	80,0	80,0	86,3
	44 Sh A	92,0	92,0	98,7
	56 Sh A	150,0	150,0	166,0
Isoladores lado Esquerdo	39 Sh A	70,0	70,0	100,0
	40 Sh A	280,0	118,0	103,4
	50 Sh A	420,0	171,0	163,0
Isoladores Posteriores	39 Sh A	72,0	77,0	162,0
	45 Sh A	108,0	100,0	204,0
	56 Sh A	130,0	125,0	285,0

Os gráficos e a tabela de rigidez estática mostraram que a dureza tem uma relação direta com a rigidez estática. Os valores obtidos de rigidez são maiores à medida que a dureza aumenta, em todos os isoladores e em todas as direções. A proporção entre o aumento de dureza e o aumento de rigidez não se mantém constante, pois a rigidez depende também da geometria do isolador em cada direção. Para o isolador do lado esquerdo, do conjunto de menor dureza, que possui geometria diferente, os gráficos de rigidez radial x e y mostram que possui baixos valores de rigidez para pequenas cargas, subindo bruscamente para maiores cargas. O objetivo da mudança da geometria foi conseguir valores mais baixos de rigidez na faixa de trabalho do isolador para rotação de marcha lenta, ou seja, baixos valores de força aplicada, uma vez que o fornecedor não consegue produzir um isolador com durezas significativamente menores.

Para a direção axial z a curva obtida possui valores um pouco menores para pequenas forças aplicadas que o conjunto base.

A rigidez dinâmica foi obtida com a aplicação de uma força estática equivalente à pré-carga do isolador, e uma força harmônica que o excita nas frequências de 0 a 100 Hz, com deslocamento do pistão de 0,2 mm pico a pico. As Figuras 4.9, 4.10 e 4.11 mostram os gráficos da rigidez dinâmica para os isoladores dos lados direito, esquerdo e posteriores, respectivamente.

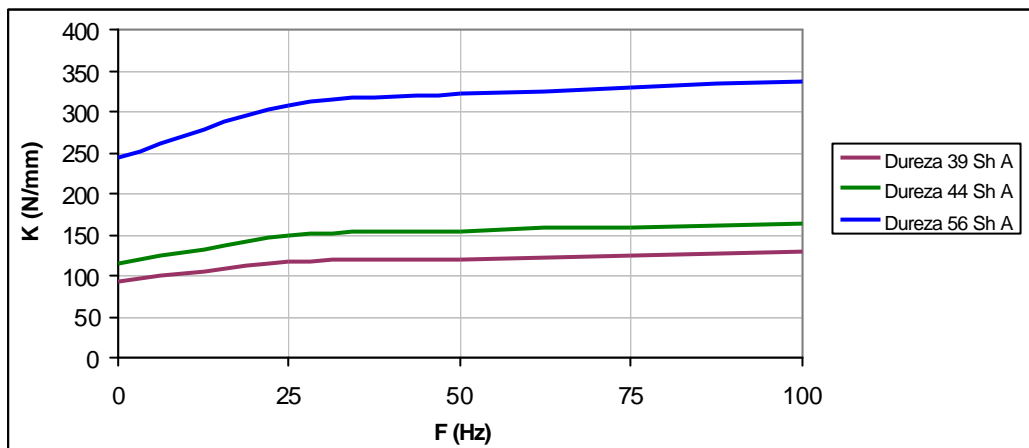


Figura 4.9 – Rigidez dinâmica dos isoladores do lado direito.

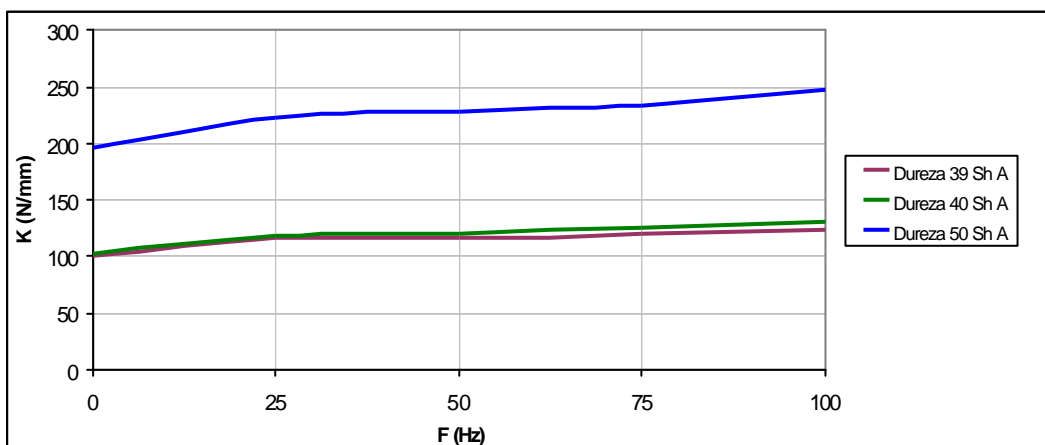


Figura 4.10 – Rigidez dinâmica dos isoladores do lado esquerdo.

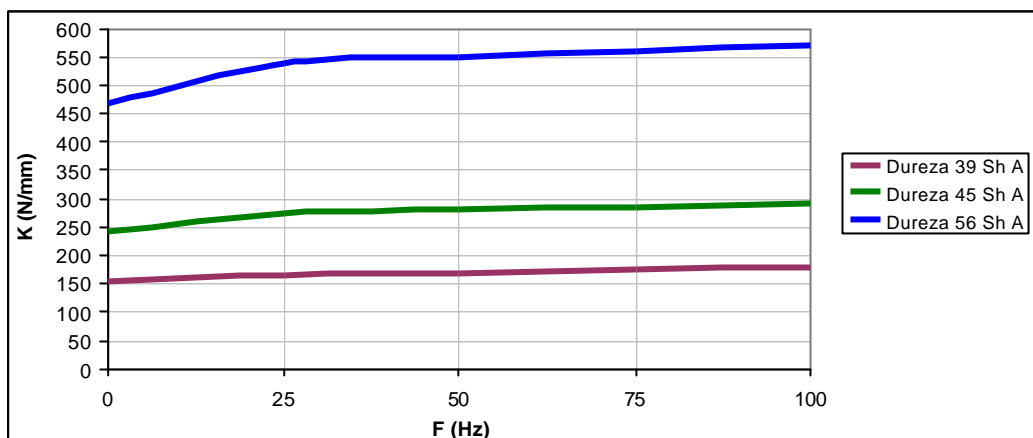


Figura 4.11 – Rigidez dinâmica dos isoladores posteriores.

Os gráficos de rigidez dinâmica apresentaram resultados coerentes para todos os isoladores. Quanto maior a rigidez estática, maior a rigidez dinâmica para toda a faixa de frequência medida.

Uma outra observação que deve ser mencionada é a da pouca variação de valores de rigidez dinâmica para a faixa de frequências medida. Segundo Bosco (1992), deve haver pouca variação da rigidez dinâmica na faixa de frequência, pois os elastômeros se comportam como se fossem mais rígidos em condição dinâmica que estática, e uma variação maior na rigidez dinâmica poderia prejudicar a performance dos isoladores.

4.2 – Testes do volante

Os testes de resposta em frequência do volante foram realizados com o analisador digital de sinais, 2 canais, programado para média de quatro impactos do martelo para cada ponto de medição no volante. A Figura 4.12 mostra o resultado do ponto 01, a Figura 4.13 mostra o resultado do ponto 02 e a Figura 4.14 do ponto 03.

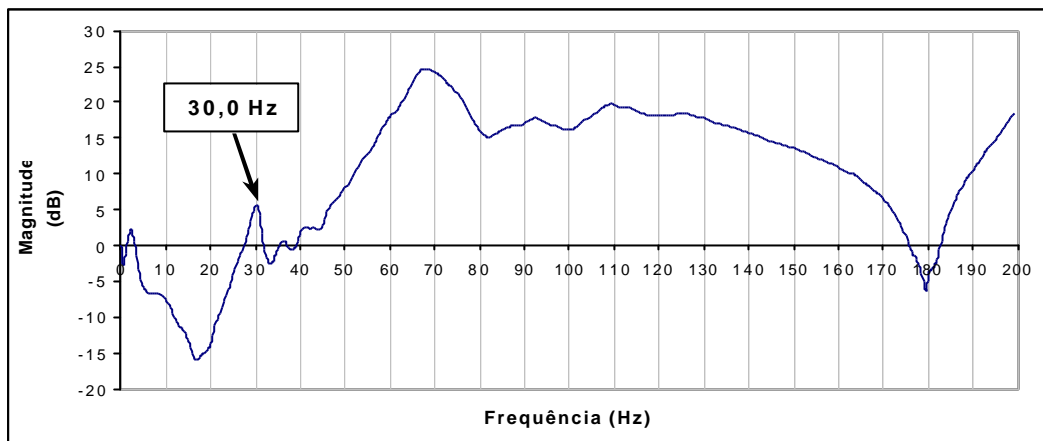


Figura 4.12 – Resposta de aceleração em função da freqüência do volante no ponto 01.

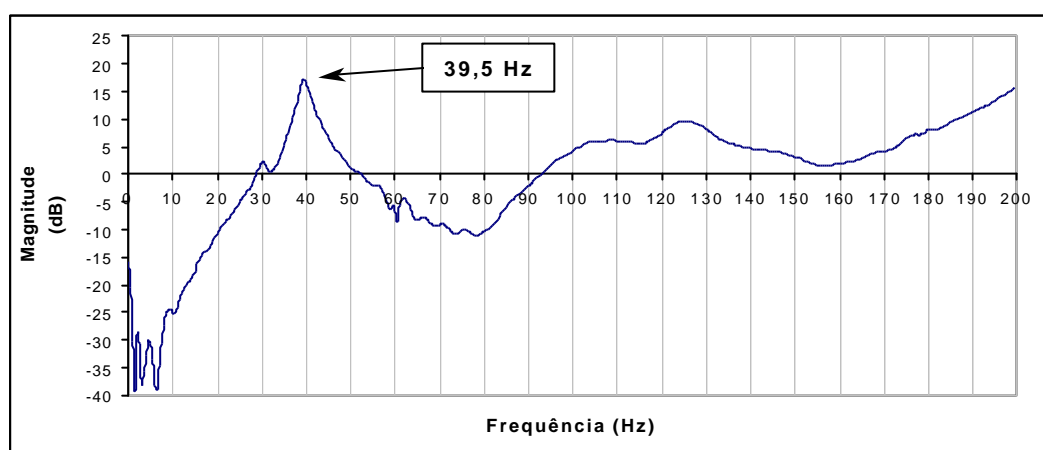


Figura 4.13 – Resposta de aceleração em função da freqüência do volante no ponto 02.

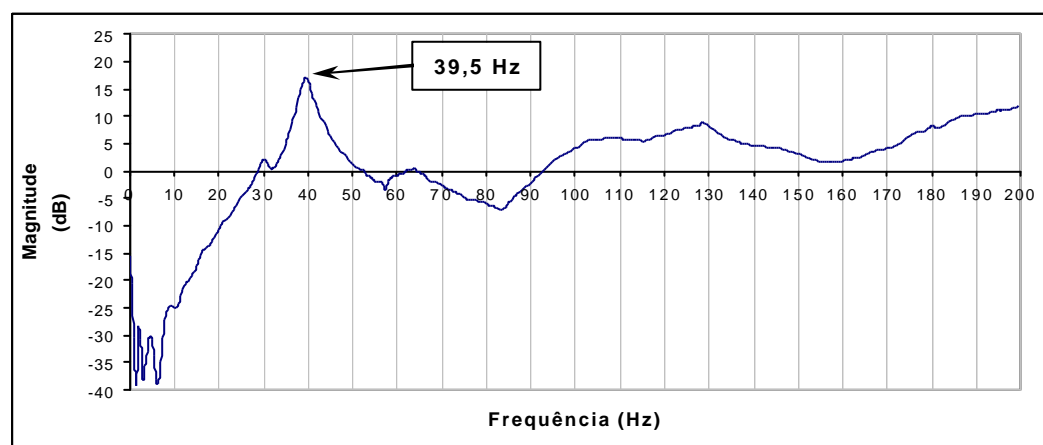


Figura 4.14 – Resposta de aceleração em função da freqüência do volante no ponto 03.

Os valores de frequências cujas respostas mais se destacam no espectro medido estão descritos na Tab. 4.3. Deve-se ressaltar que foi observada a função coerência e, para os valores descritos na tabela, os valores da coerência estão próximos a 1.

Tabela 4.3 – Frequências de ressonância do volante.

	Ponto 01	Ponto 02	Ponto 03
Frequência de Ressonância (Hz)	30,0	39,5	39,5

4.3 – Efeitos dos isoladores nas vibrações do volante

Para confrontar os resultados das provas realizadas e verificar os efeitos dos isoladores nas vibrações do volante serão analisadas as atenuações dos isoladores e as vibrações do volante para cada conjunto testado.

4.3.1 – Atenuação dos isoladores

Os testes de vibração dos isoladores tiveram o objetivo de determinar a atenuação dos isoladores em cada uma das três direções ortogonais. Com as medidas da vibração do motor e do chassi próximo a cada isolador, ou seja, antes e depois dos isoladores, verificou-se o quanto cada isolador atenuou de níveis de vibrações em cada direção. Para esta análise será considerada a frequência de segunda ordem que é 28,3 Hz, por ser a frequência onde se tem os maiores níveis de aceleração e onde o isolador é projetado para atuar. As Figuras 4.15 a 4.41 mostram os resultados dos testes de vibração dos isoladores dos lados direito, esquerdo e posteriores dos conjuntos base, menor dureza e maior dureza nas direções x, y e z, respectivamente.

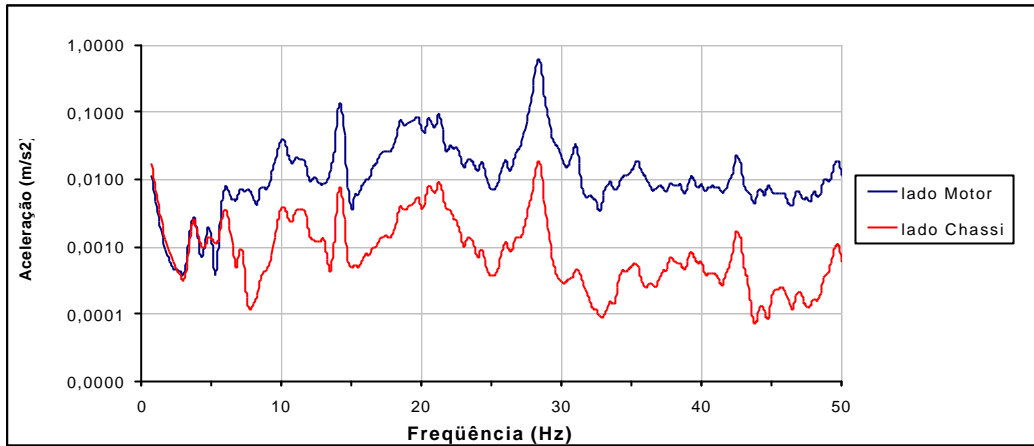


Figura 4.15 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção x – conjunto base.

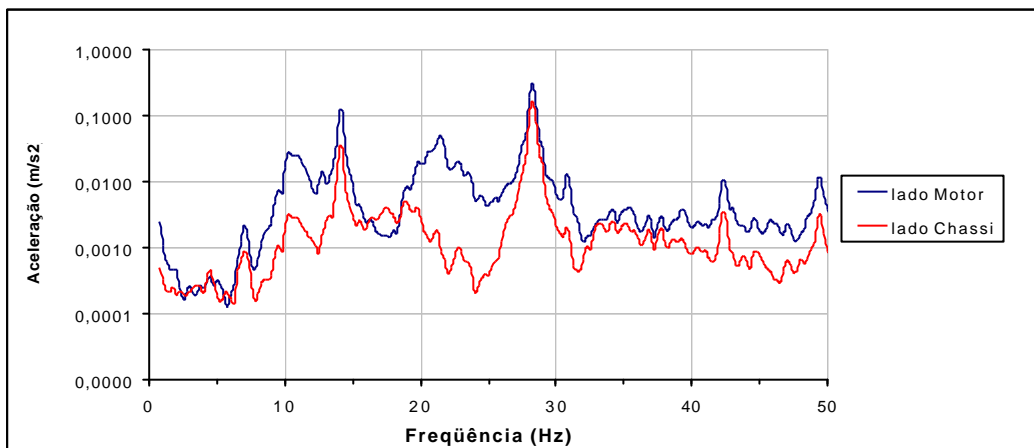


Figura 4.16 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção y – conjunto base.

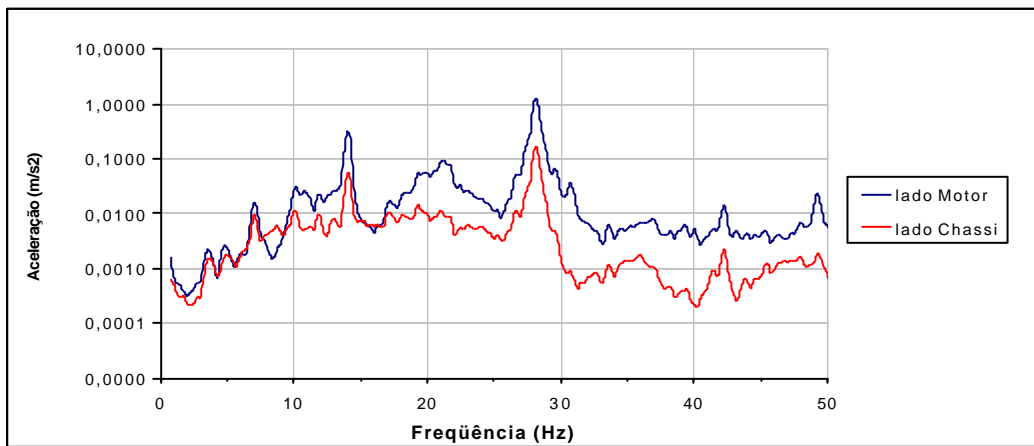


Figura 4.17 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção z – conjunto base.

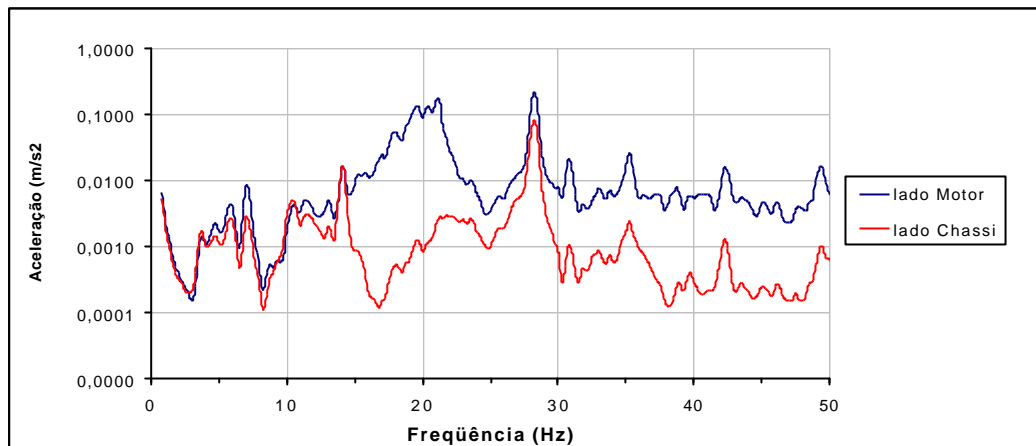


Figura 4.18 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção x – conjunto base.

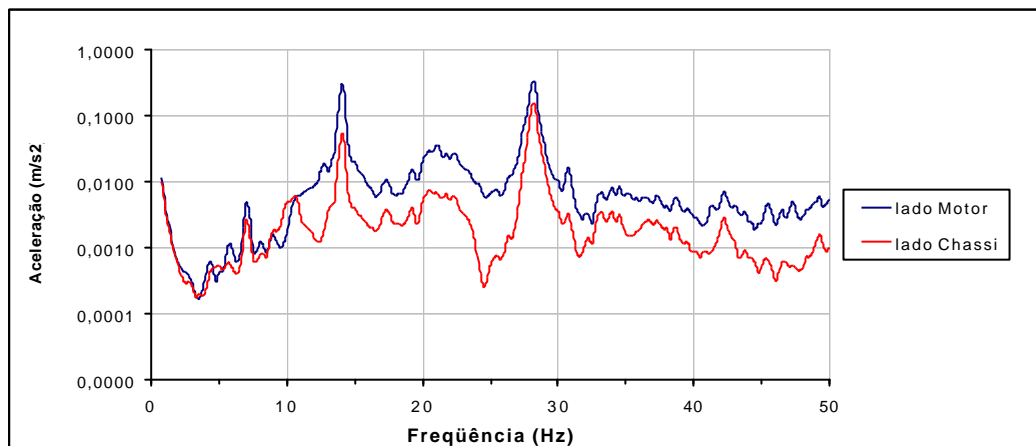


Figura 4.19 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção y – conjunto base.

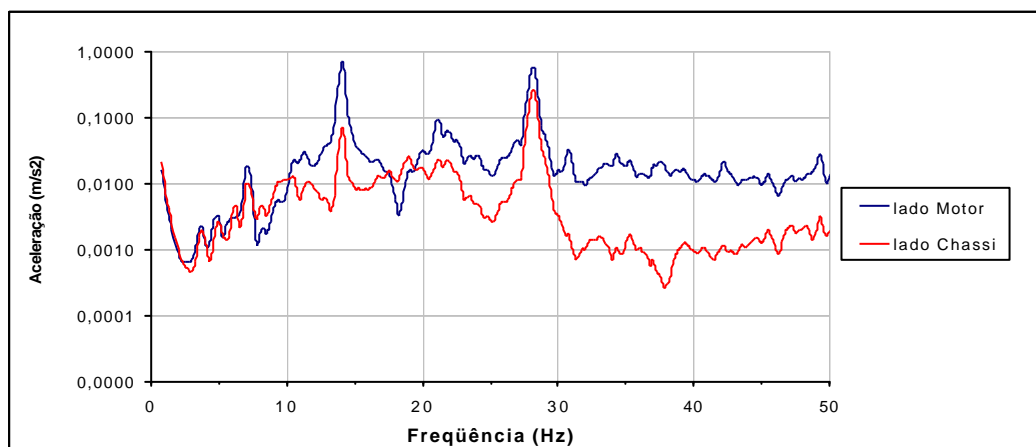


Figura 4.20 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo direção z – conjunto base.

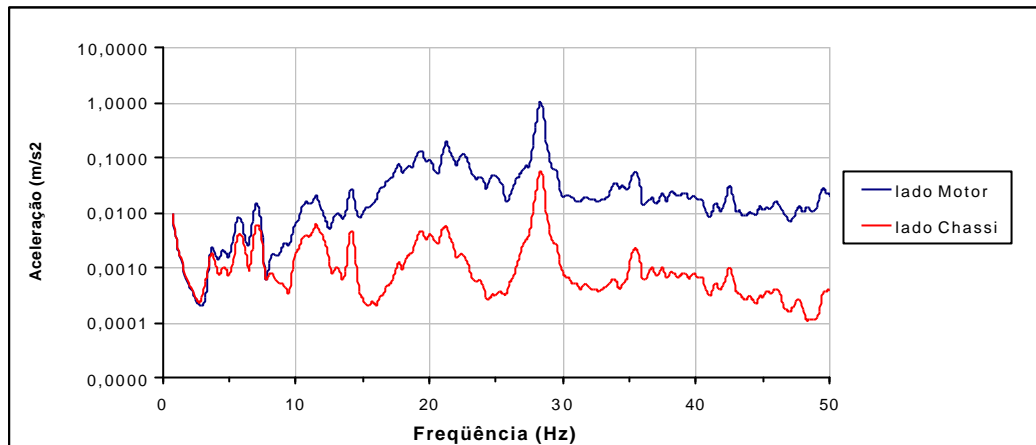


Figura 4.21 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção x – conjunto base.

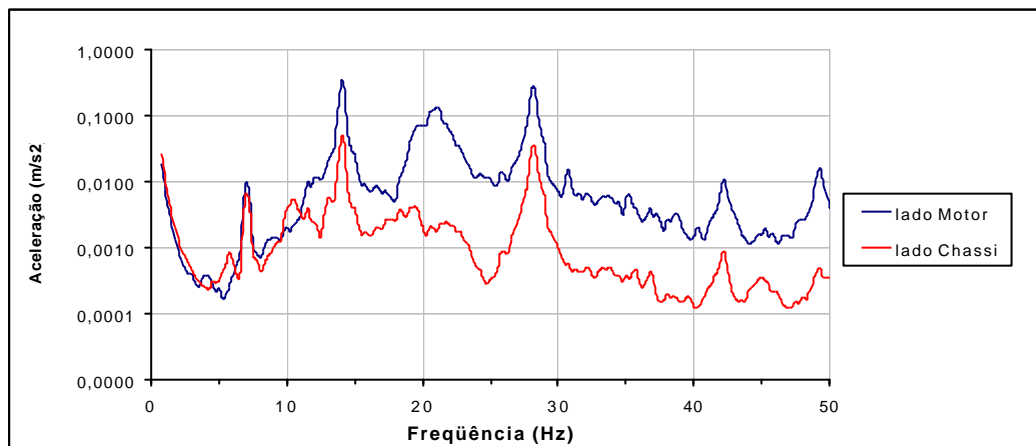


Figura 4.22 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção y – conjunto base .

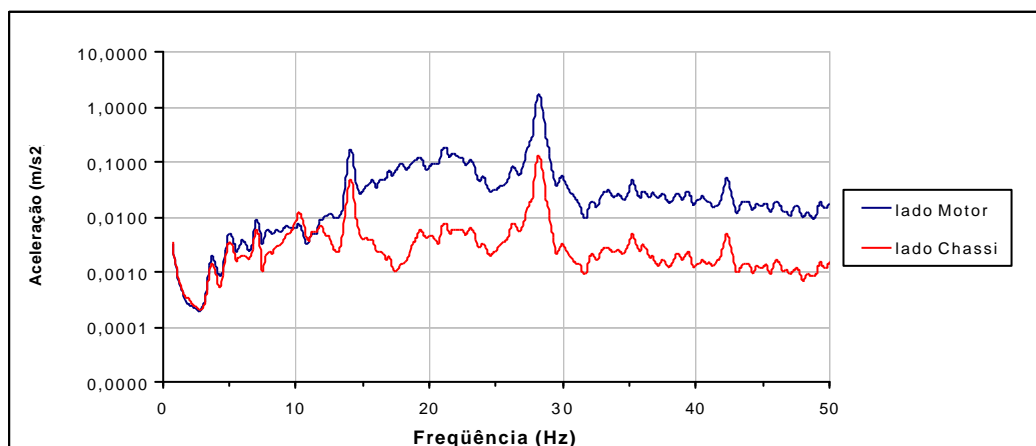


Figura 4.23 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção z – conjunto base .

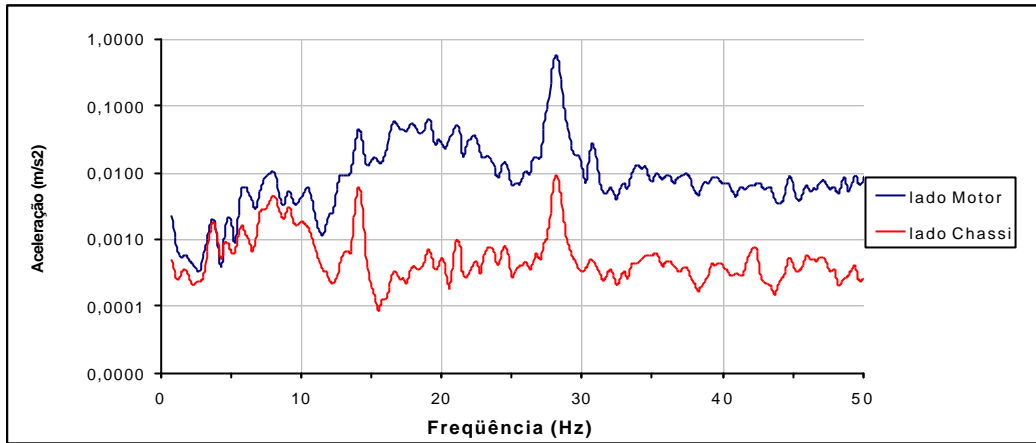


Figura 4.24 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção x - conjunto menor dureza.

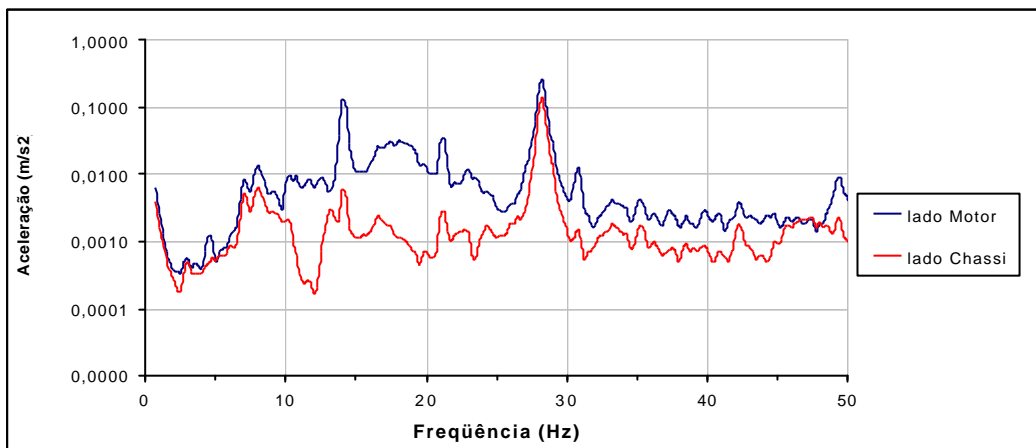


Figura 4.25 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção y - conjunto menor dureza.

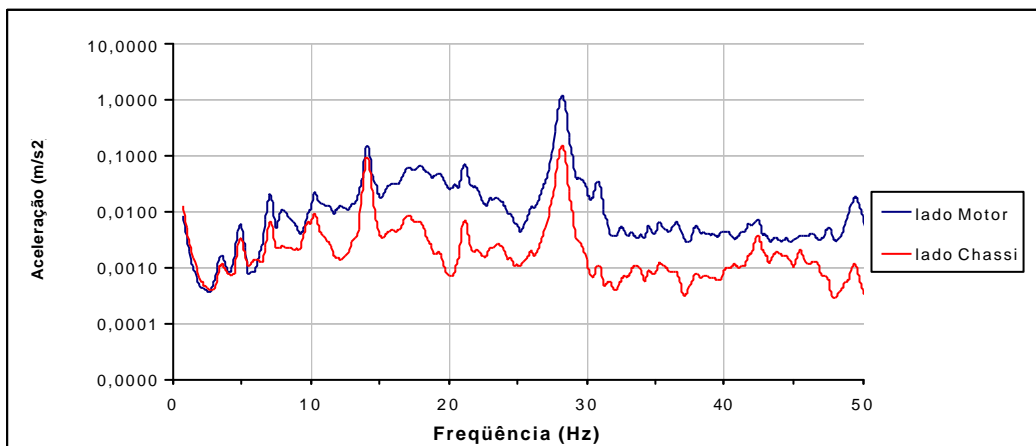


Figura 4.26 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção z - conjunto menor dureza.

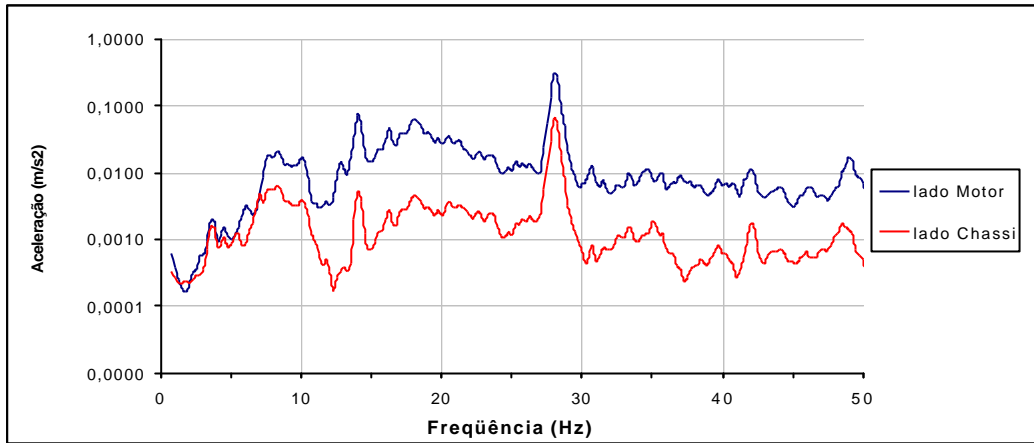


Figura 4.27 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo dir. x - conjunto menor dureza.

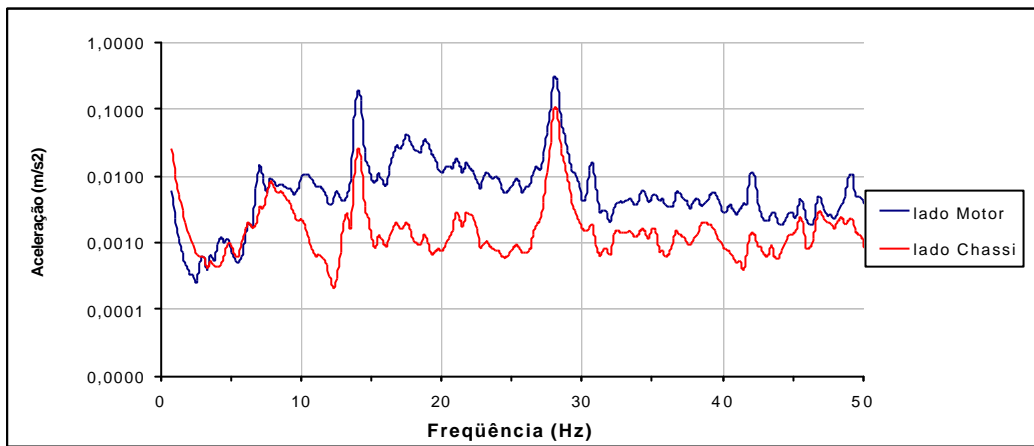


Figura 4.28 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo dir. y - conjunto menor dureza.

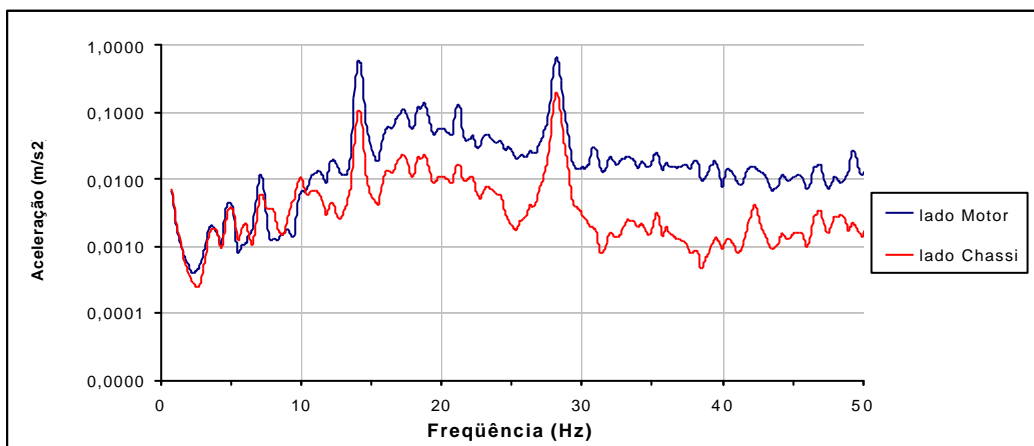


Figura 4.29 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo dir. z - conjunto menor dureza.

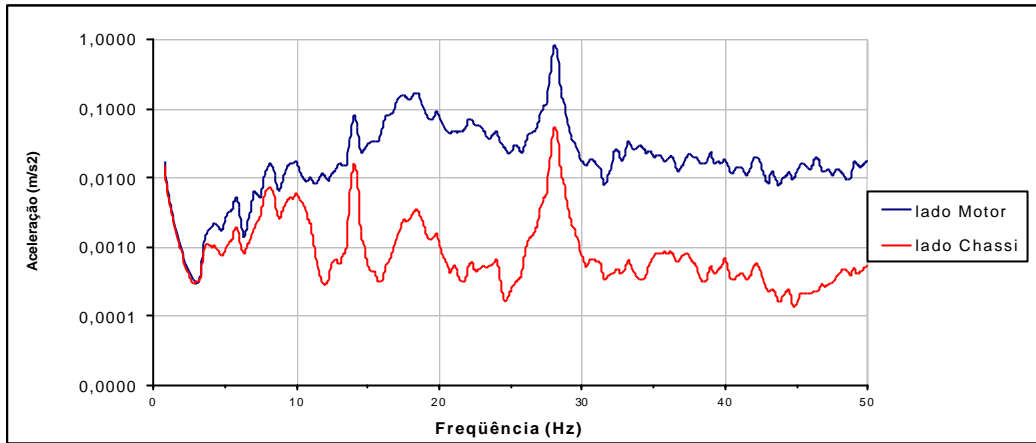


Figura 4.30 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção x - conjunto menor dureza.

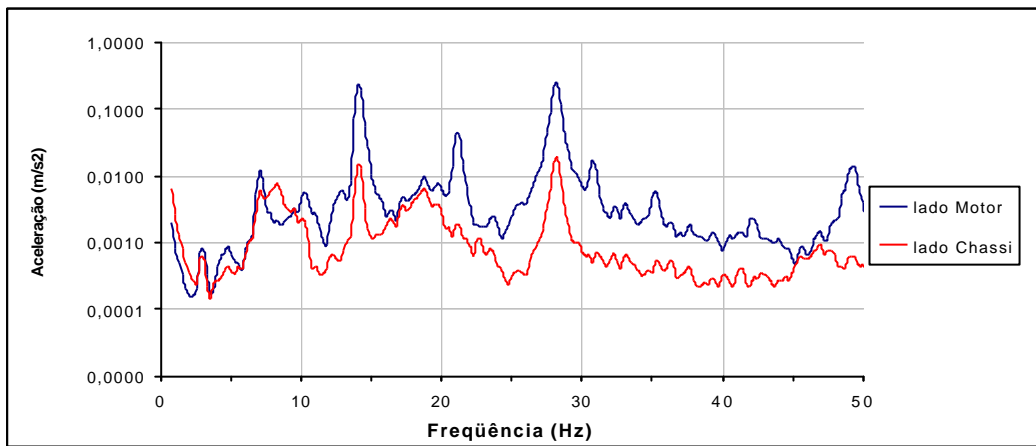


Figura 4.31 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção y - conjunto menor dureza.

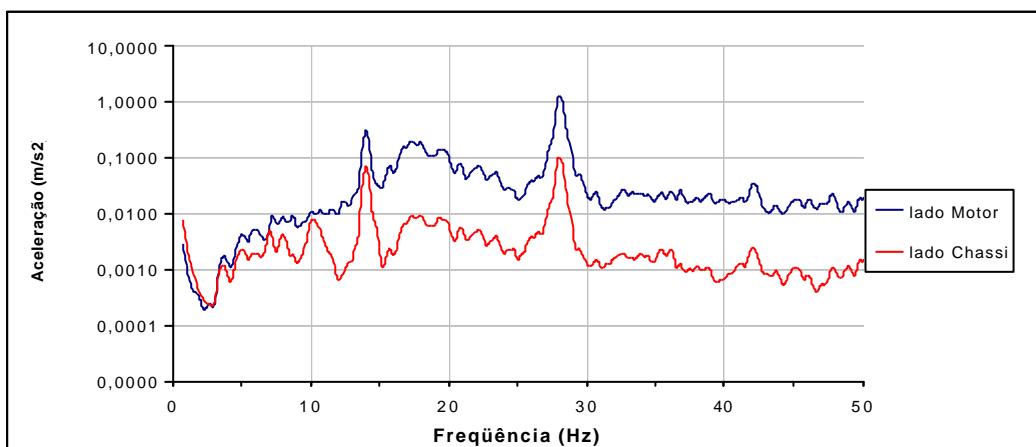


Figura 4.32 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção z - conjunto menor dureza.

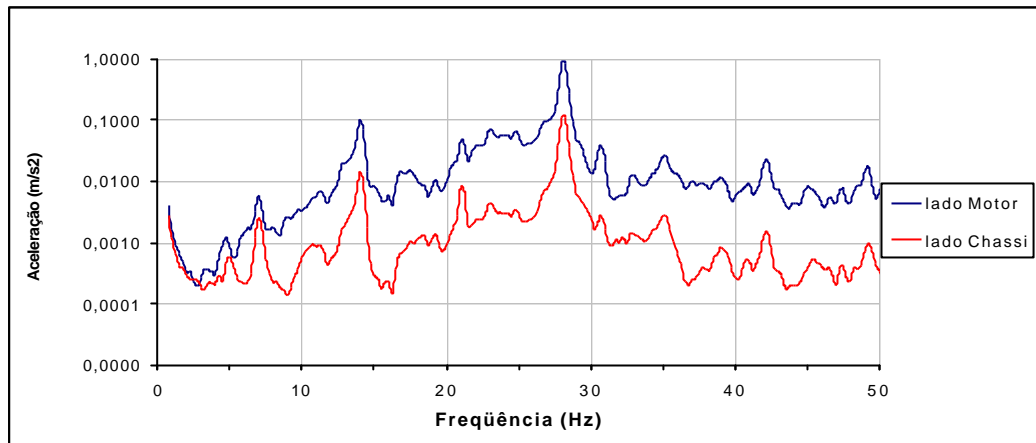


Figura 4.33 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção x - conjunto maior dureza.

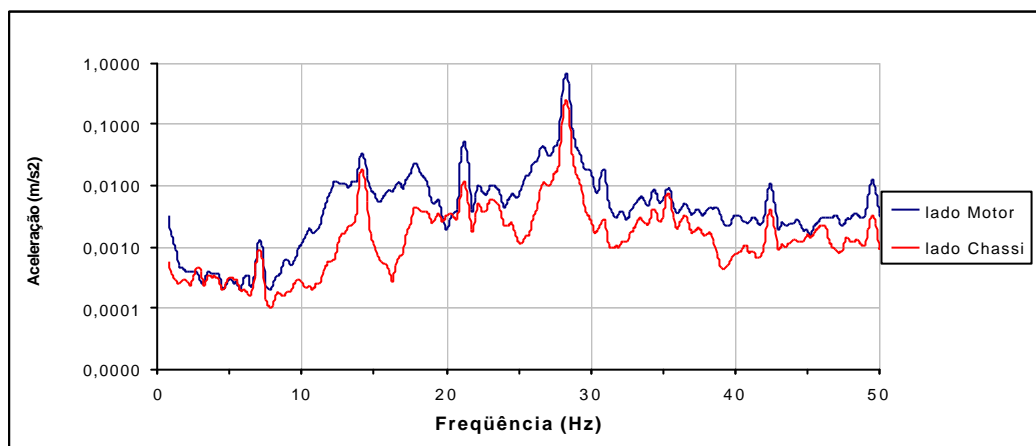


Figura 4.34 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção y - conjunto maior dureza.

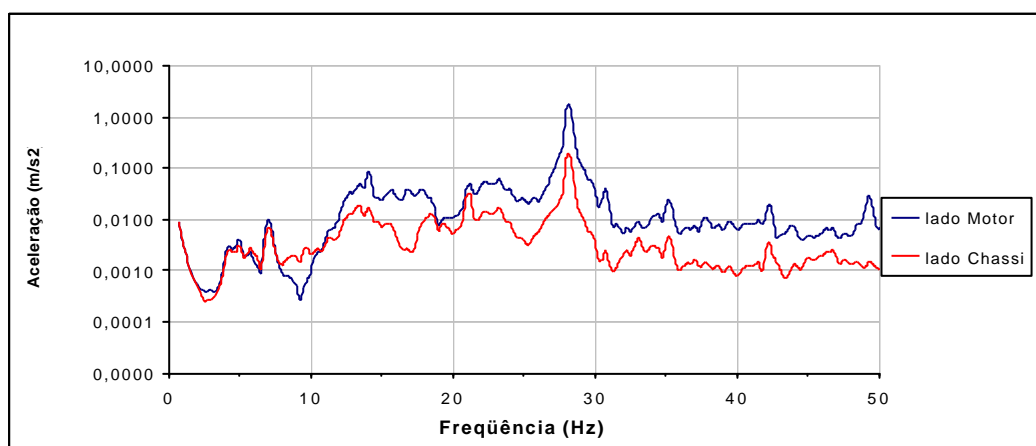


Figura 4.35 – Gráfico de vibração do isolador lado direito direção z - conjunto maior dureza.

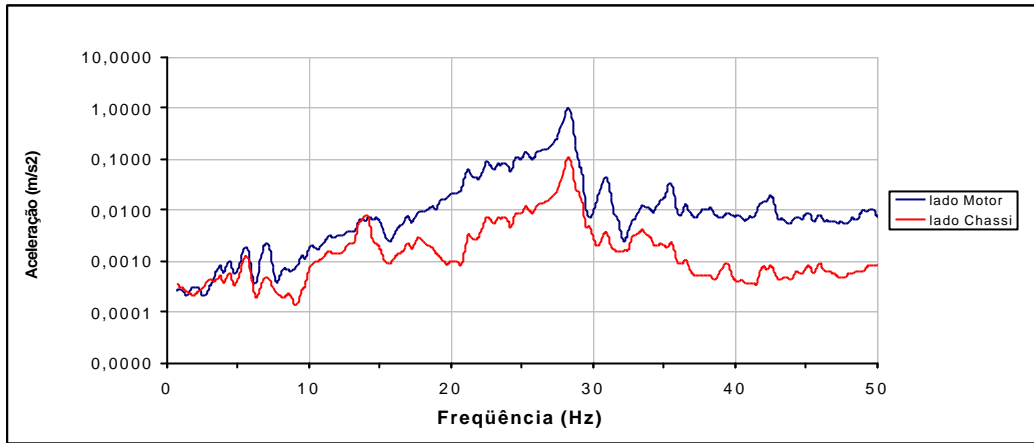


Figura 4.36 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo dir. x - conjunto maior dureza.

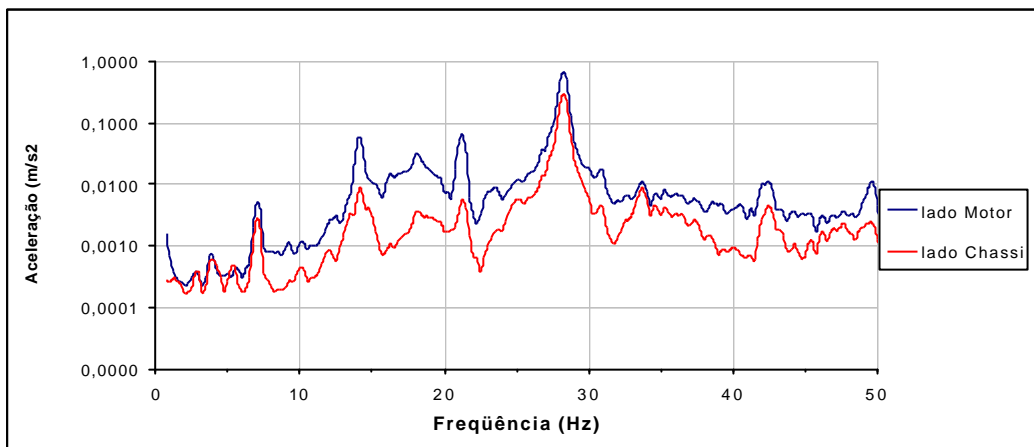


Figura 4.37 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo dir. y - conjunto maior dureza.

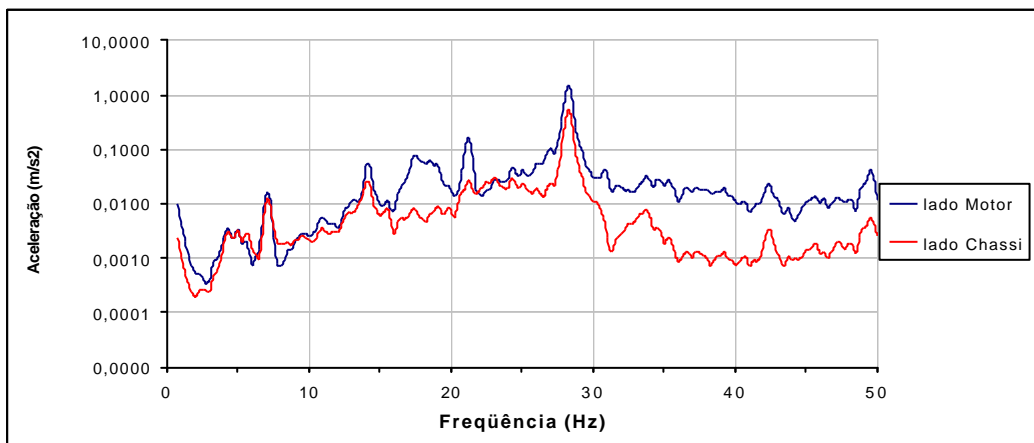


Figura 4.38 – Gráfico de vibração do isolador lado esquerdo dir. z - conjunto maior dureza.

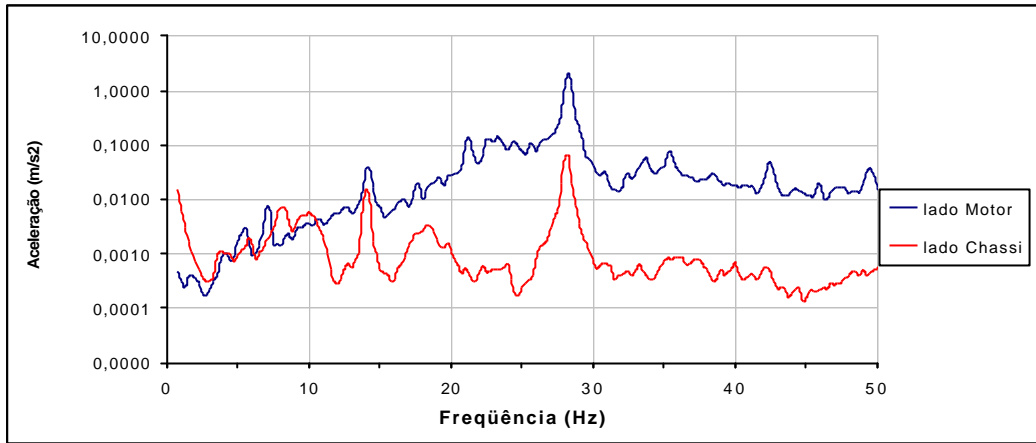


Figura 4.39 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção x - conjunto maior dureza.

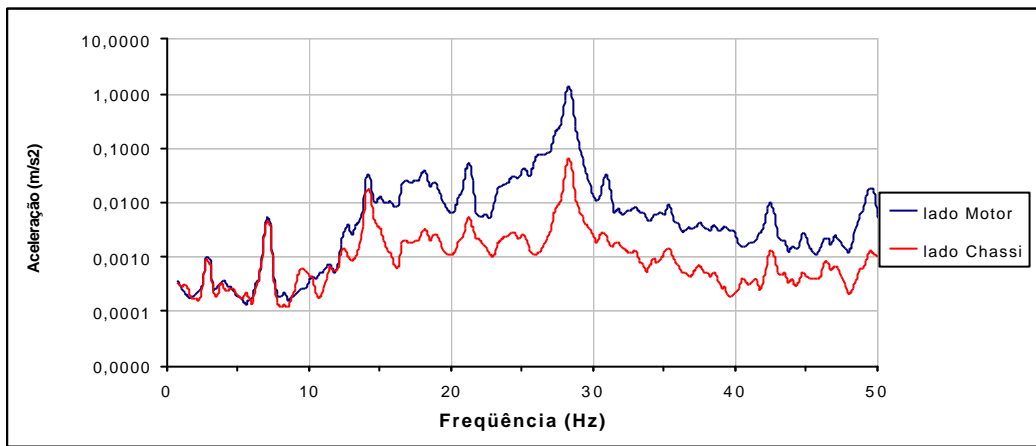


Figura 4.40 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção y - conjunto maior dureza.

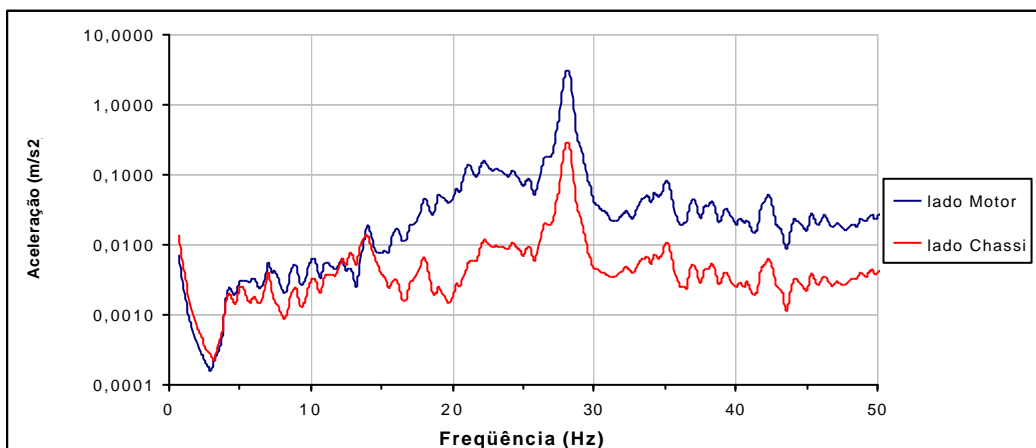


Figura 4.41 – Gráfico de vibração do isolador posterior direção z - conjunto maior dureza.

Os gráficos mostram que os níveis mais altos de vibração e de atenuação dos isoladores estão na frequência relativa à segunda ordem do motor, que é de 28,3 Hz para a rotação de 850 rpm. Em alguns casos a primeira ordem (14,16 Hz) aparece em níveis consideráveis mas os isoladores atenuam tanto quanto na segunda ordem. Nas harmônicas desta frequência, principalmente na quarta ordem (56,6 Hz), os isoladores também apresentam boa atenuação apesar dos níveis de vibração serem bastante baixos em relação à 2ª ordem. A Figura 4.42 mostra um gráfico onde a 4ª ordem aparece com maior nível de vibração de todos os isoladores testados.

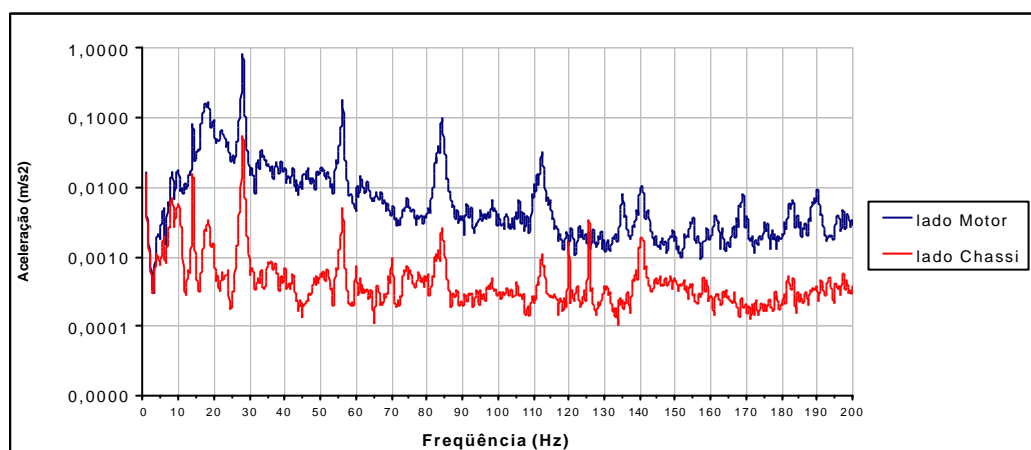


Figura 4.42– Gráfico de vibração do isolador posterior direção x - conjunto menor dureza.

Dos gráficos de atenuação de vibração na segunda ordem pode-se comentar:

- os níveis de vibrações no lado do motor apresentaram variações nos três pontos de medição nos três conjuntos. Para o conjunto de dureza menor os níveis foram um pouco mais baixos que os do conjunto base e para o conjunto de dureza maior os níveis foram significativamente mais altos que o conjunto base;
- a direção em que se têm os maiores níveis de vibração é a axial (z), para todos os isoladores testados, em todos os conjuntos;
- os níveis de vibração mais elevados se encontram no isolador posterior;

- quanto aos níveis de vibração no lado do chassi o conjunto de dureza menor apresentou níveis um pouco mais baixos que o conjunto base. O conjunto de dureza maior apresentou níveis mais altos de vibração no lado do chassi que os outros dois conjuntos em todos os pontos de medição.

Dos comentários acima pode-se concluir que a rigidez dos isoladores têm grande influência no comportamento vibracional do motor, ou seja, para cada conjunto testado as vibrações nos pontos de medição no lado do motor apresentaram variações. Pode-se concluir também que as vibrações na direção vertical (z) do motor (axial aos isoladores) são de grande amplitude. Portanto, é a direção mais importante que os isoladores devem atuar, e que o isolador posterior é o mais importante por receber os maiores níveis de vibração.

4.3.2 – Vibrações do volante

Os testes de vibração do volante nos pontos 01, 02 e 03 apresentaram resultados conforme mostram as Figuras 4.43, 4.44 e 4.45, respectivamente. A legenda indica o valor de aceleração relativo à frequência de 28,33 Hz, que é a frequência de segunda ordem.

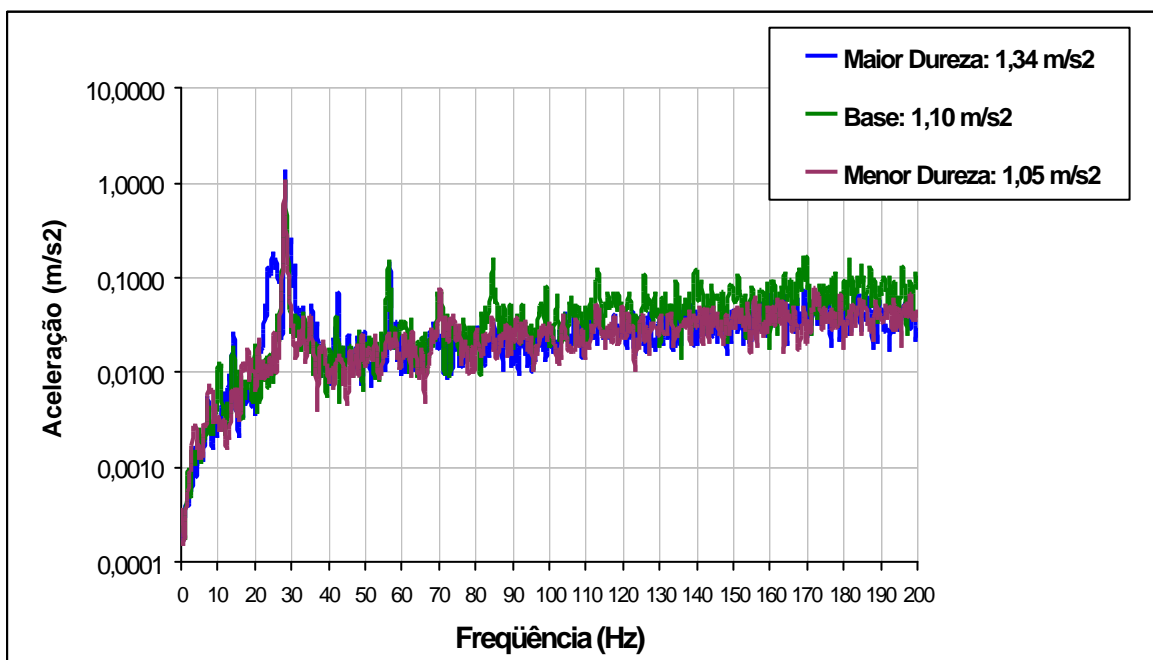


Figura 4.43 – Gráfico de vibração do volante – ponto 01.

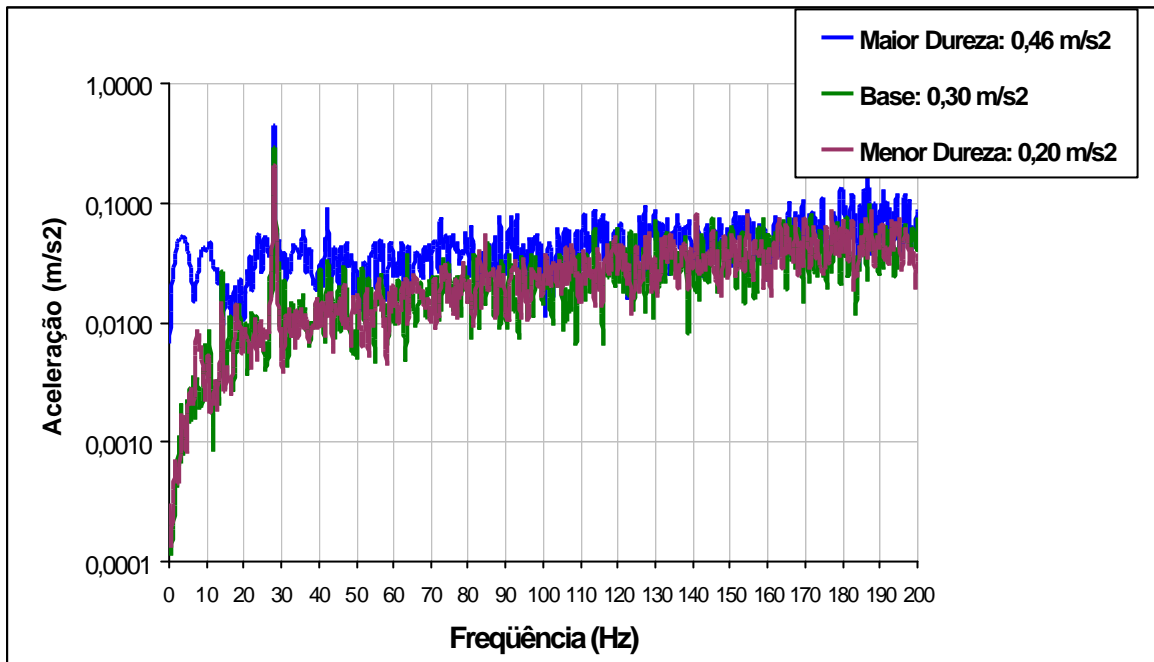


Figura 4.44 – Gráfico de vibração do volante – ponto 02.

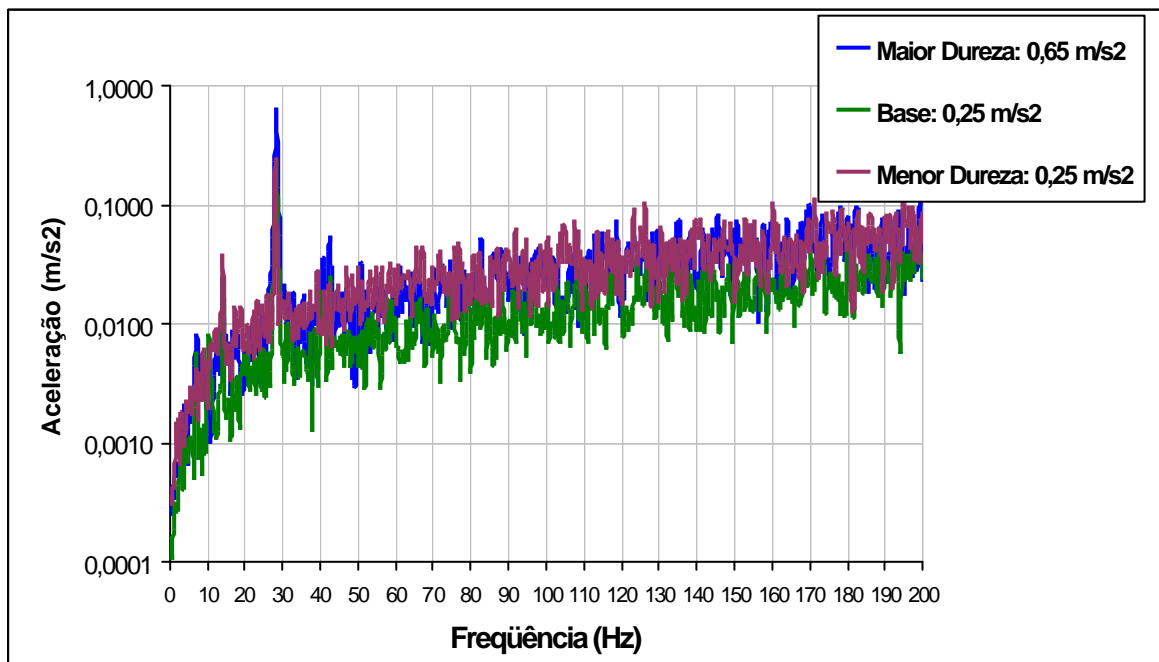


Figura 4.45 – Gráfico de vibração do volante – ponto 03.

Nos três gráficos de vibração do volante, o conjunto de maior dureza proporcionou níveis de vibração de segunda ordem mais elevados nos três pontos de medição, seguidos do conjunto

base e do conjunto de menor dureza. Para as outras frequências, no ponto 02 o conjunto de maior dureza apresentou níveis significativamente maiores, mas nos pontos 01 e 03 houve uma alternância de maiores níveis.

A Figura 4.46 mostra o gráfico da média espacial de vibração do volante. Neste gráfico pode-se observar que o conjunto de maior dureza apresenta maiores níveis de vibração em toda a faixa medida e que o conjunto base apresenta maior nível que o conjunto de menor dureza somente na segunda ordem (valores indicados na legenda). Nas outras frequências os níveis são semelhantes.

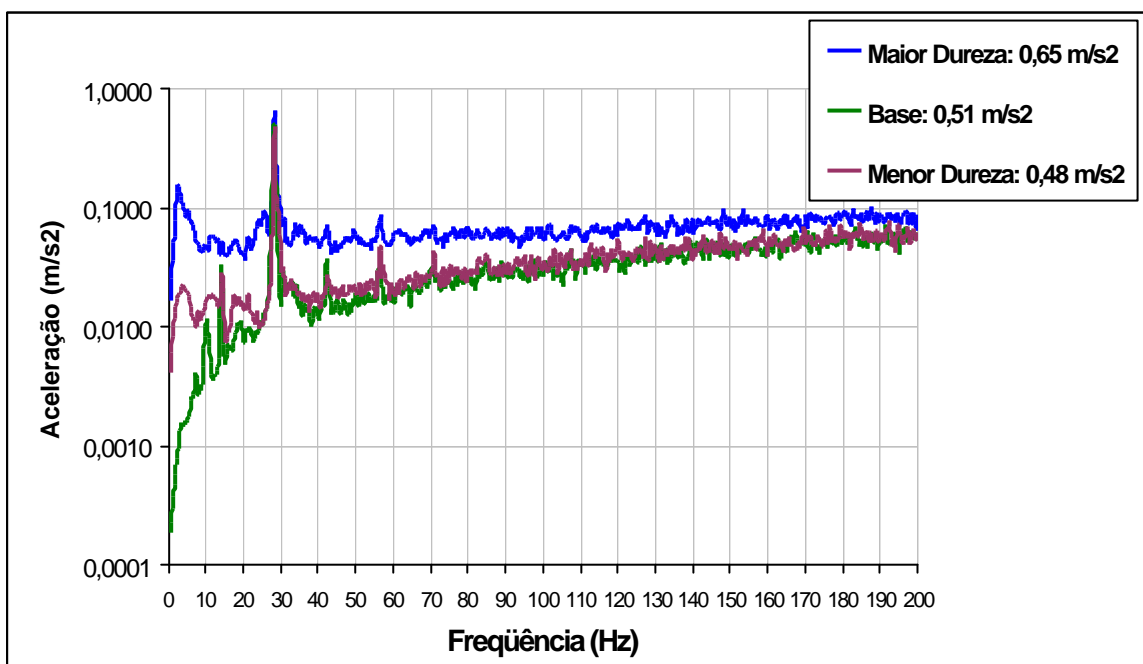


Figura 4.46 – Gráfico da média espacial de vibração do volante.

A partir das medições de média espaciais das acelerações do volante referentes aos três conjuntos, têm-se a ilustração dos modos de vibrações do volante para a frequência de 28,3 Hz para os conjuntos de menor dureza, base e maior dureza, nas Figuras 4.47, 4.48 e 4.49, respectivamente. Cada Figura representa um ciclo de vibração que está dividido em uma sequência de quatro posições, sendo que, a primeira linha corresponde ao volante na posição horizontal e a segunda linha na posição vertical (giro de 90° em torno do eixo x).

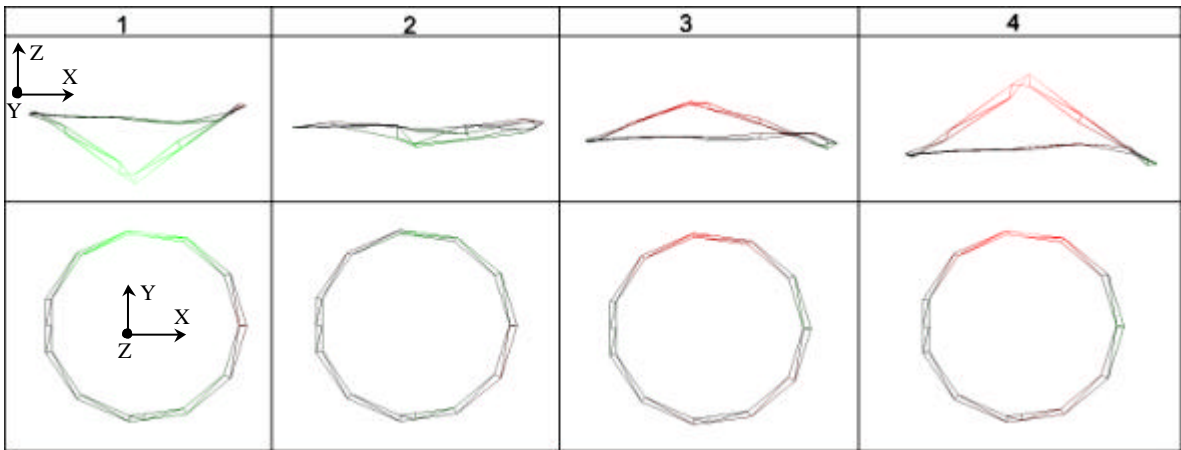


Figura 4.47 – Modo de vibração na frequência de 28,3 Hz – conjunto de menor dureza.

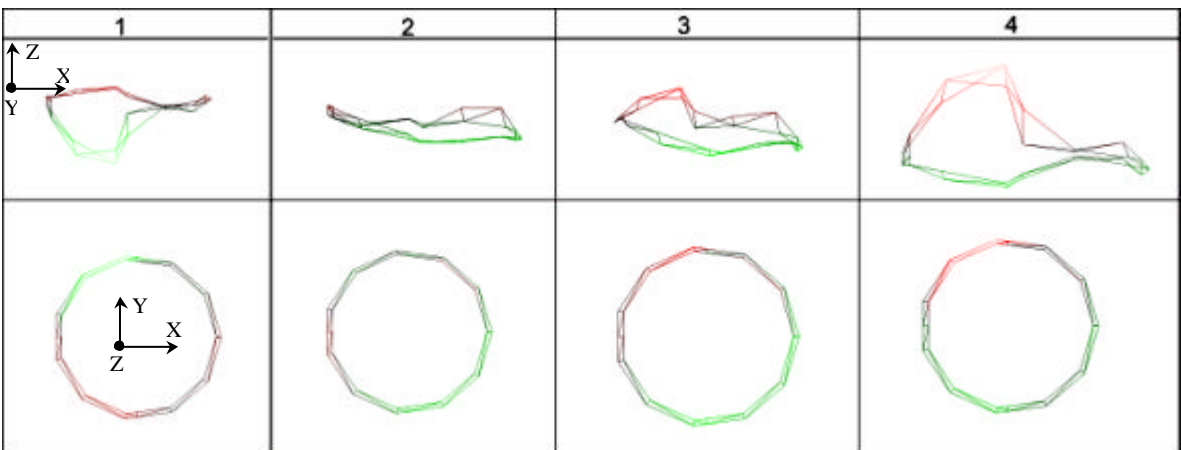


Figura 4.48 – Modo de vibração na frequência de 28,3 Hz – conjunto base.

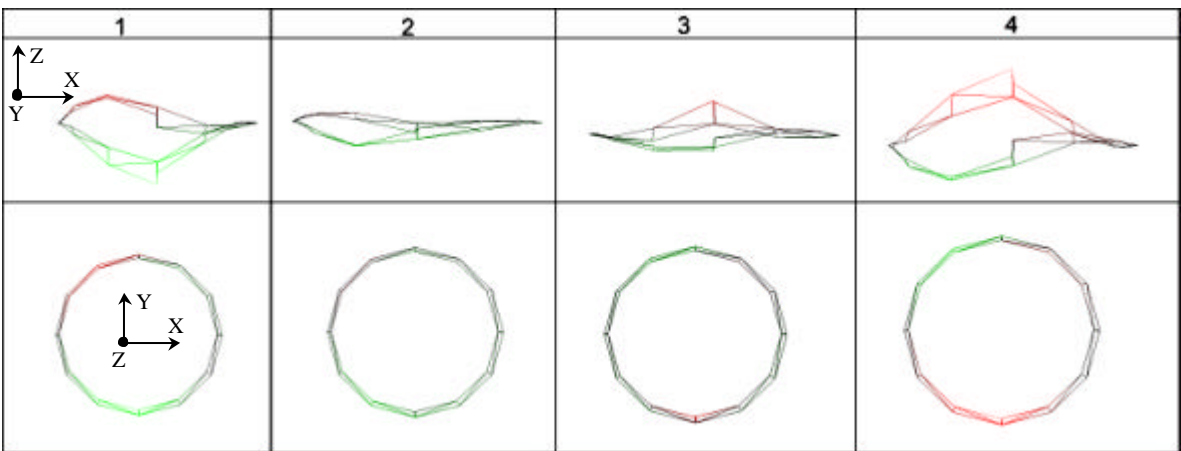


Figura 4.49 – Modo de vibração na frequência de 28,3 Hz – conjunto de maior dureza.

Pelas Figuras dos modos de vibração pode-se verificar que as formas do volante diferem para cada configuração de isoladores.

Foi verificado também o comportamento vibracional do volante para as rotações de 750 rpm e 950 rpm, sendo que os resultados estão mostrados nas Figuras 4.50 e 4.51, respectivamente.

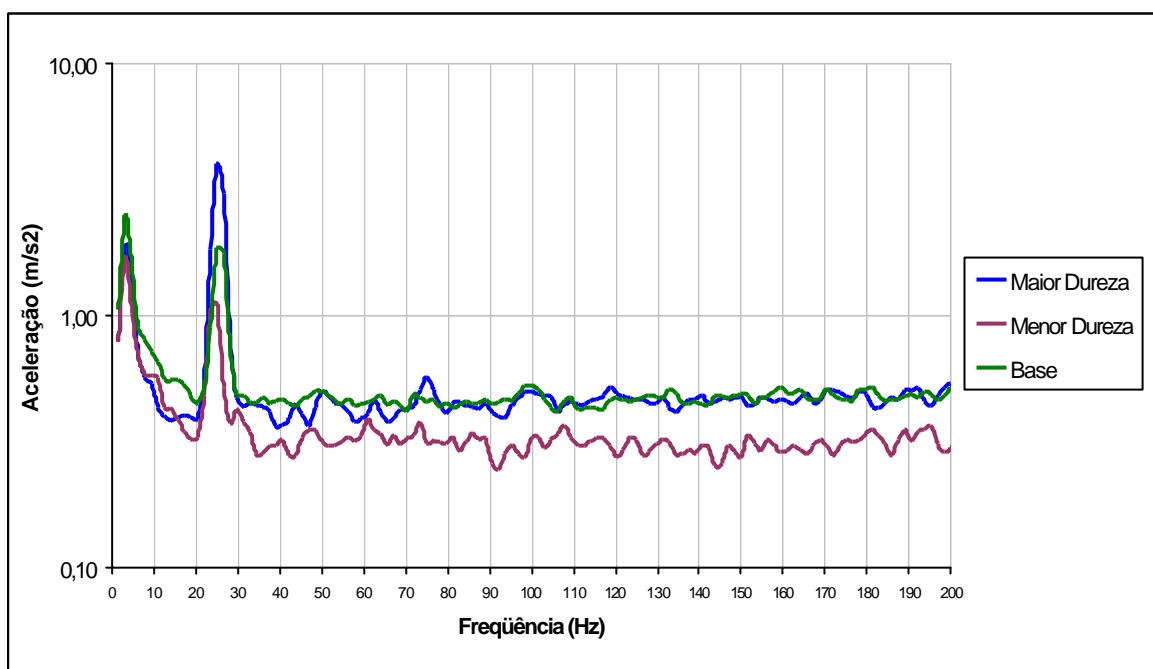


Figura 4.50 – Gráfico da média espacial de vibração do volante na rotação 750 rpm.

O gráfico da média espacial na rotação de 750 rpm mostra que o pico de segunda ordem se deslocou para 25 Hz. Na segunda ordem o conjunto de maior dureza apresentou nível de aceleração muito alto seguido do conjunto base e do conjunto de menor dureza. Para as outras frequências, o comportamento do conjunto de maior dureza foi semelhante ao do conjunto base, e o conjunto de menor dureza apresentou níveis mais baixos.

Deve-se destacar que esta rotação foi a que ocasionou os maiores níveis de vibração do volante.

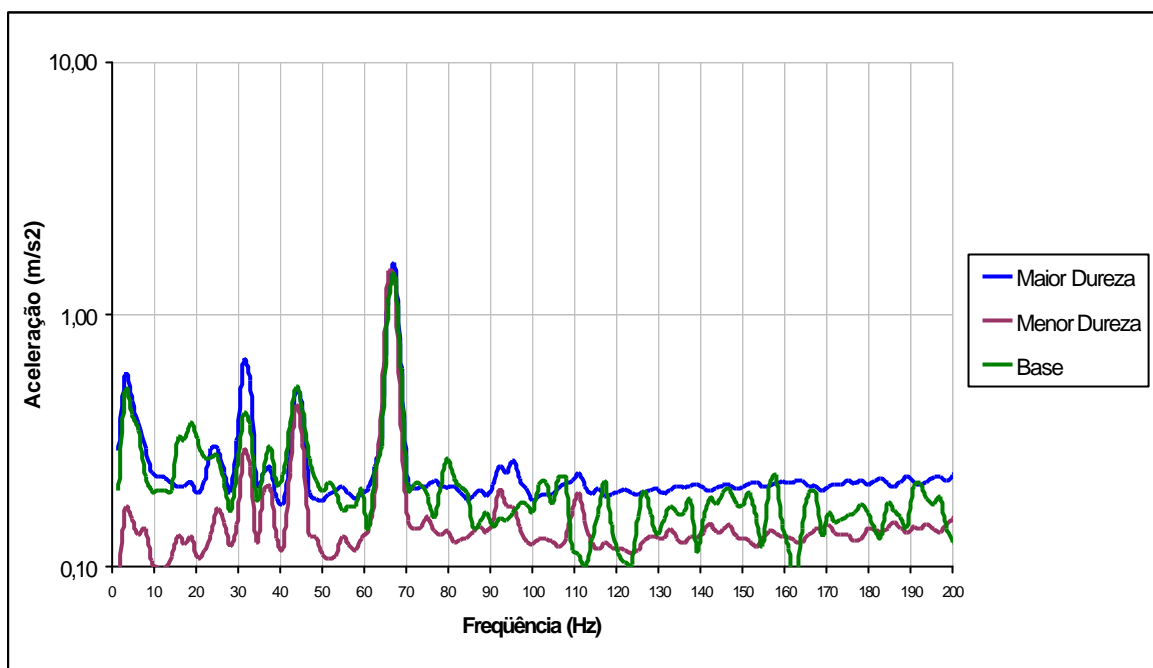


Figura 4.51 – Gráfico da média espacial de vibração do volante na rotação 950 rpm.

Neste caso a segunda ordem se deslocou para 31,66 Hz e novamente o conjunto de maior dureza apresentou níveis mais elevados, seguido do conjunto base e do conjunto de menor dureza. Para as outras frequências, a ordem decrescente dos níveis de vibração foi a mesma: o conjunto de maior dureza seguido do conjunto base e do conjunto de menor dureza.

Deve-se destacar nesta rotação o pico apresentado em 68 Hz para os três conjuntos. Estes picos são devido à excitação do eletroventilador do radiador do veículo.

De uma maneira geral, para esta rotação de 950 rpm os níveis foram maiores do que aqueles obtidos para a rotação nominal de 850 rpm.

4.3.3 – Comparações com valores recomendados por normas

A norma ISO 2631-1978, que estabelece os limites das vibrações transmitidas às mãos, será utilizada para verificação das vibrações no volante apresentadas no item 4.3.2, conforme o gráfico apresentado na Figura 2.32.

Nos pontos 01, 02 e 03 do volante, os valores apresentados na frequência de segunda ordem estão na faixa mínima de limite no gráfico da Figura 2.32, ou seja, com limites de exposição

que variam de 4 a 8 horas contínuas. Se considerarmos as médias espaciais, na condição de rotação de 750 rpm, o nível de vibração do conjunto de maior dureza que é bastante elevado vai para a faixa de limites de exposição de 1 a 2 horas.

Estas condições de longo tempo de exposição não acontecem na prática pois a condição de marcha lenta do veículo é uma condição transitória.

Foi utilizada a norma Fiat para verificação das frequências próprias do volante. A norma estabelece o limite mínimo de 35 Hz. Este objetivo visa deslocar as frequências próprias da região de rotação da marcha lenta. O ponto 01 de medição não atendeu ao objetivo enquanto os pontos 02 e 03 atenderam.

Para avaliação de conforto foi utilizado o valor previsto em norma Fiat para vibrações de volante que é de $0,5 \text{ m/s}^2$ (RMS), para toda faixa de frequências, em todas as direções. Este valor foi estabelecido a partir de avaliações subjetivas realizadas com várias pessoas.

No ponto 01 de medição nenhum dos três conjuntos atende ao objetivo na frequência de segunda ordem; no ponto 02 os três conjuntos atendem ao objetivo sendo que o conjunto de maior dureza apresenta níveis próximos ao limite de aceitabilidade e no ponto 03 o conjunto de maior dureza não atende ao objetivo e os outros dois conjuntos atendem. No gráfico da média espacial o conjunto de maior dureza não atende o objetivo, o conjunto base está no limite da aceitabilidade e o conjunto de menor dureza atende. Para 750 rpm nenhum conjunto atende ao objetivo e a 950 rpm na segunda ordem o conjunto de maior dureza não atende ao objetivo e os outros dois atendem e na frequência de 68 Hz nenhum conjunto atende ao objetivo.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 - Conclusões

No decorrer deste trabalho foi apresentada a revisão bibliográfica de assuntos que serviram de base para o desenvolvimento do mesmo. Naquele capítulo foram abordados assuntos como as fontes de ruídos e vibrações em um veículo e as formas de transmissão, suspensão do motor, equações de movimento de um corpo rígido suportado por elementos resilientes, processamento digital de sinais e efeitos das vibrações sobre o homem. Na seqüência do trabalho foram apresentadas as etapas, procedimentos e equipamentos utilizados para os testes realizados e os resultados obtidos.

No decorrer da apresentação dos resultados obtidos, foram apresentadas diversas conclusões que aqui serão comentadas novamente com a apresentação dos pontos mais relevantes bem como os comentários pertinentes aos objetivos do trabalho, a saber:

- à medida em que se aumenta a dureza e, conseqüentemente, a rigidez dos isoladores, os níveis de vibrações do motor em marcha lenta aumentam. Os níveis de vibrações transmitidos ao chassi também aumentam nesta lógica. Os níveis de atenuação dos isoladores do conjunto base e do conjunto de menor dureza foram semelhantes, já os níveis de atenuação do conjunto de maior dureza foi maior em todos os pontos de medição. O que determinou o aumento dos níveis de vibrações do chassi não foi a atenuação dos isoladores, e sim o aumento das vibrações do motor que os isoladores provocaram com o aumento de sua rigidez;

- em todos os isoladores dos três conjuntos verifica-se que a direção que apresenta os maiores níveis de vibrações é a axial (z) ao isolador, ou seja, vertical ao veículo. O peso do conjunto motor-câmbio é sustentado pelos isoladores também na direção axial. Portanto, a performance do isolador depende muito de seu comportamento na direção axial, tanto na função de atenuar as altas amplitudes de vibrações do motor quanto na função de durabilidade;
- o isolador que apresentou os maiores níveis de vibração em todas as direções nos três conjuntos foi o isolador posterior. A suspensão do motor do veículo testado é uma suspensão de três pontos em que cada ponto sustenta uma parcela da carga estática do conjunto motor-câmbio. Nos projetos mais novos, o sistema de suspensão utilizado é o chamado “sistema *TRA*” mais conhecido como “sistema de pêndulo” ou ainda “suspensão baricêntrica”. Neste sistema os isoladores são posicionados de forma tal que, apenas os isoladores direito e esquerdo sustentam o peso do conjunto motor-câmbio. O isolador posterior só atua para restringir os movimentos maiores do motor. Neste tipo de suspensão o isolador posterior exerce pouca influência quando o motor está em regime de marcha lenta. A suspensão baricêntrica é uma solução para diminuição dos níveis de vibração transmitidos ao veículo, porém, uma adaptação em um projeto existente implica em elevados custos desde o desenvolvimento às modificações no processo do fornecedor e na linha de montagem, tornando uma solução inviável.
- o volante apresentou no ponto 01 de medição, frequência própria de 30 Hz. O objetivo da Fiat para conforto é de mínimo 35 Hz, portanto, não atende a este objetivo. Este valor coincide com o valor de marcha lenta de 900 rpm que o veículo pode apresentar em condições de funcionamento do ar condicionado ou com o motor frio. Esta coincidência de frequências amplifica os níveis de vibração do volante. A otimização desta frequência implica em um novo projeto do volante, juntamente com a coluna de direção e até mesmo da travessa de sustentação da coluna de direção.
- quanto aos níveis de vibração no volante, o conjunto de maior dureza apresentou os níveis mais elevados, seguido do conjunto base e do conjunto de menor dureza, nesta ordem. Comparando os valores obtidos com a norma ISO 2631-1978 que estabelece os limites das vibrações transmitidas às mãos, verifica-se que os níveis não são prejudiciais à saúde, uma vez que, para que sejam prejudiciais, o indivíduo teria que

permanecer nesta condição por 4 ou até 8 horas. Na condição do veículo em marcha lenta isso não ocorre. Comparando os resultados com a norma Fiat de conforto, no ponto 01 de medição nenhum dos três conjuntos atende ao objetivo na frequência de segunda ordem. No ponto 02 os três conjuntos atendem ao objetivo, enquanto no ponto 03 o conjunto de maior dureza não atende ao objetivo e os outros dois conjuntos atendem. Para a média espacial o conjunto de maior dureza não atende o objetivo, enquanto os outros dois atendem;

- na condição de rotação mínima de marcha lenta, ou seja, 750 rpm , foi a condição que o volante apresentou os maiores níveis de vibração. Este fato pode ter ocorrido devido ao funcionamento do motor nesta rotação ser bastante irregular, ou seja, o motor fica no limite de desligar e é corrigido constantemente pelo sistema de injeção, provocando uma variação de rotação. Na prática, esta condição de mínimo de marcha lenta pode ocorrer quando o veículo utiliza as cargas elétricas (faróis, rádio, mecanismo de levantamento de vidros), a bomba de direção hidráulica em funcionamento e quando o compressor inicia o seu funcionamento. Porém, em um motor em bom funcionamento, em apenas alguns segundos o sistema de injeção corrige a rotação e o motor volta a operar na rotação nominal;
- na condição de rotação máxima de marcha lenta, 950 rpm, o volante apresentou níveis maiores de vibração que em 850 rpm. Na frequência de segunda ordem o maior nível foi apresentado pelo conjunto de maior dureza seguido do conjunto base e do conjunto de menor dureza. Nesta rotação verificou-se um pico em 68 Hz devido à excitação do eletroventilador ;
- pelos resultados obtidos neste trabalho pode-se considerar que o conjunto de menor dureza apresentou os melhores resultados para o funcionamento do veículo em marcha lenta, tanto nas vibrações transmitidas ao chassi nos pontos próximos aos isoladores, quanto nas vibrações do volante. Esta é uma etapa do trabalho para definição dos isoladores que vão compor a suspensão. Porém, a suspensão do motor deve manter um compromisso no comportamento do veículo em marcha lenta e em condições dinâmicas, além da durabilidade. O comportamento de um veículo abrange condições como aceleração, desaceleração em várias velocidades e marchas e em vários tipos de piso e de estradas, torques aplicados, poeira, chuva, frio e calor. Em cada um destes itens, entre outros, a suspensão do motor exerce influência na performance acústica e vibracional do veículo. Sendo assim, o conjunto de isoladores de menor dureza não

poderá ser aplicado no veículo na prática. Este conjunto certamente comprometerá a durabilidade e condições de utilização do veículo que movimentem bruscamente o motor, como por exemplo, uma arrancada rápida, marcha a ré em rampas ou ainda retomadas de velocidade em alta rotação do motor;

- este trabalho pode ser considerado bastante positivo tanto por ter proporcionado resultados que serão importantes para desenvolvimentos futuros quanto pelos conhecimentos técnicos adquiridos, principalmente no que tange à suspensão de motor. Deve-se ressaltar, ainda, a importância da utilização de um equipamento bastante moderno e com recursos que poderão ser aplicados em várias atividades no setor de Acústica e Vibração da Fiat Automóveis, que é o Vibrômetro a *laser*.

5.2 – Sugestões para trabalhos futuros

Com o desenvolvimento deste trabalho, torna-se importante o conhecimento de outros assuntos que poderão aperfeiçoar e complementar os temas aqui abordados. Algumas propostas serão aqui sugeridas:

- levantamento de análise modal do motor instalado no veículo sobre os isoladores aqui testados, do volante instalado no veículo e da carroceria do veículo. Estes levantamentos proporcionariam um estudo mais detalhado da influência de cada um destes itens nas vibrações do motor, do chassi e do volante;
- desenvolvimento de um modelo analítico/ numérico das vibrações do motor instalado sobre isoladores para simulações de diferentes isoladores;
- levantamento das vibrações no sistema de escapamento para verificação da influência deste sistema nas vibrações do veículo;
- levantamento das vibrações do veículo em condições dinâmicas;
- levantamento da influência dos isoladores no ruído no habitáculo do veículo em condição de marcha lenta e em condições dinâmicas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

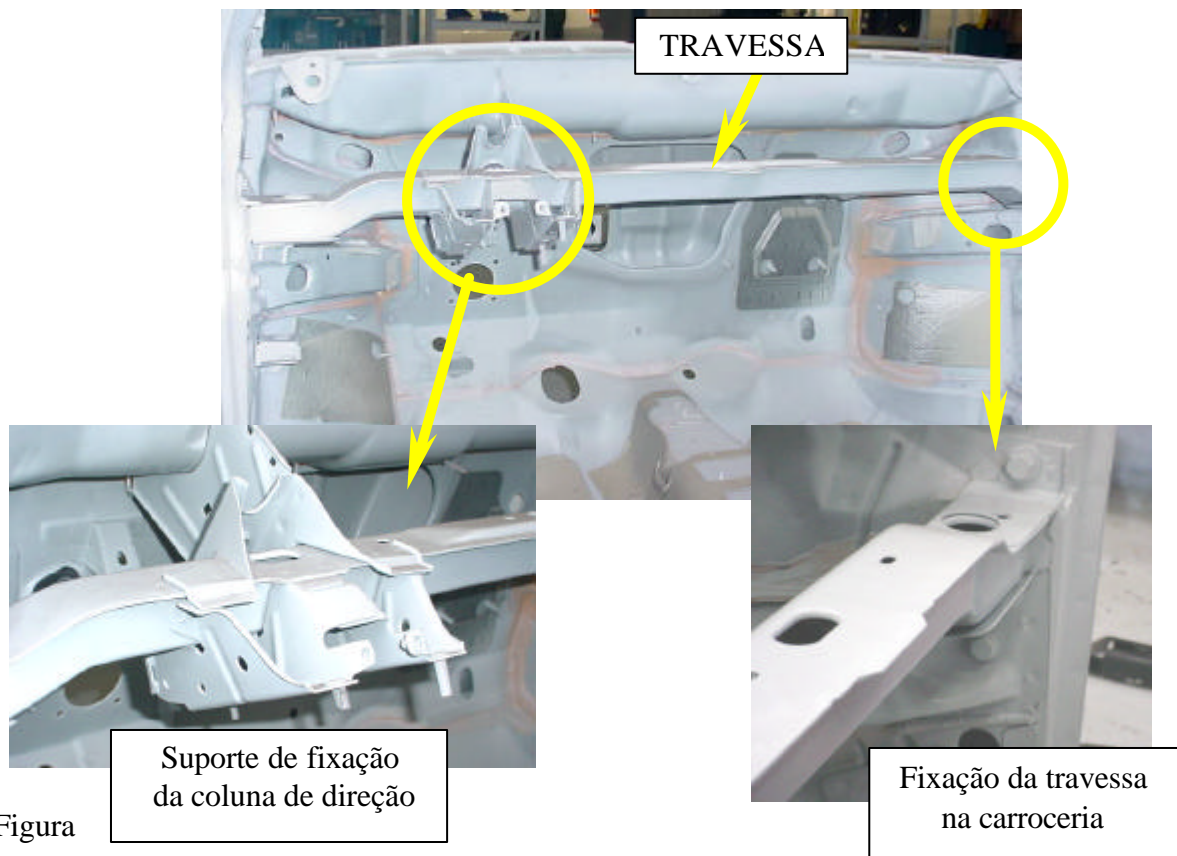
1. **AVL ACOUSTICS TRAINING** Vehicle Noise Sources **Características das Fontes de Ruído Veicular**. Ciclo de Workshops I, Parte 4, Brasil, 1996 a.
2. **AVL ACOUSTICS TRAINING** Vehicle Noise Sources **Ruído Interno e Otimização da Vibração**. Ciclo de Workshops I, Parte 6, Brasil, 1996 b.
3. HOFMANN, Manfred. **Antivibration Systems – Fundamentals, designs, applications**. Verlag moderne industrie, Augsburg, 2001.
4. BÜRGER, H. e DÖDELBACHER, G. **Influência da suspensão do motor sobre a vibração do motor na marcha lenta**. Ford – Werke AG, São Paulo, 1987.
5. TORRIELI, V. **Sospensione Motore**. Torino, 1978. 43p.
6. FONTANO, P. **Sospensione Motore**. Torino, 1977. 30p.
7. SERRIDGE, Mark e LICHT Torben R. **Piezoelectric accelerometers and vibration preamplifier – Theory and Application Handbook**. Brüel & Kjær, Nærum, 1987.
8. **AUTOMOTIVE HANDBOOK**. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1996.
9. GARRO, A. e PIANO, L. **Meccanica delle Vibrazione – Volume I**. Fiat Auto Spa., Torino, 1980.
10. MUSTER, Douglas e PLUNKETT, Robert. **Noise and Vibration Control – Isolation of Vibration**. McGraw Hill, USA, 1971.
11. BOSCO, G. **Elastomeri – Strutture, Proprietà, Tecnologie di Produzione, Progettazione di Manufatti**. Torino, 1992.

12. **GOOD-YEAR HANDBOOK – Model and Extruded Rubber**– Good-Year tire and rubber Company, Akron, Ohio.
13. GERGES, Samir N. Y. **Ruído – Fundamentos e Controle**. Florianópolis: UFSC, 1992.
14. BERANEK, Leo L. e VÉR, István L. **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications**. John Wiley & Sons, New York, 1992.
15. BROCH, J.T. **Mechanical and Shock measurement** - Brüel & Kjær, Nærum, 1984.
16. HARRIS, Cyril M. e CREDE, Charles E. **Shock and Vibration Handbook** – McGraw Hill, USA, 1976.
17. **Norma ISO 2631-1978**: Guide for evaluation of human exposure to whole-body vibration.
18. SNOWDON, John C. **Vibration Isolation: Use and characterization**. Acoustical Society of America, 1979.
19. SNOWDON, John C. **Rubberlike Materials, their Internal Damping and Role in Vibration Isolation**. Sonic Investigations on Internal Damping in Solids, London, 1979.
20. RANDALL, R.B. **Frequency Analysis**. Brüel & Kjær, Nærum, 1987.
21. HAYKIN, Simon e VAN VEEN Barry. **Sinais e Sistemas**. Artmed Editora, Porto Alegre, 1999.
22. VON GIERKE, Henning E. e GOLDMAN, David E. **Effects of Shock and Vibration on man**. USA, 1980.

APÊNDICE 1

ESQUEMA DE MONTAGEM DO VOLANTE

O veículo possui uma travessa localizada abaixo do painel no interior do habitáculo. Esta travessa exerce função estrutural da carroceria e de sustentação do painel e da coluna de direção. A Figura A1.1 ilustra a travessa de um veículo similar ao utilizado para os testes.



Figura

A1.1 – Travessa do veículo.

A coluna de direção é fixada na travessa conforme Figura A1.2.

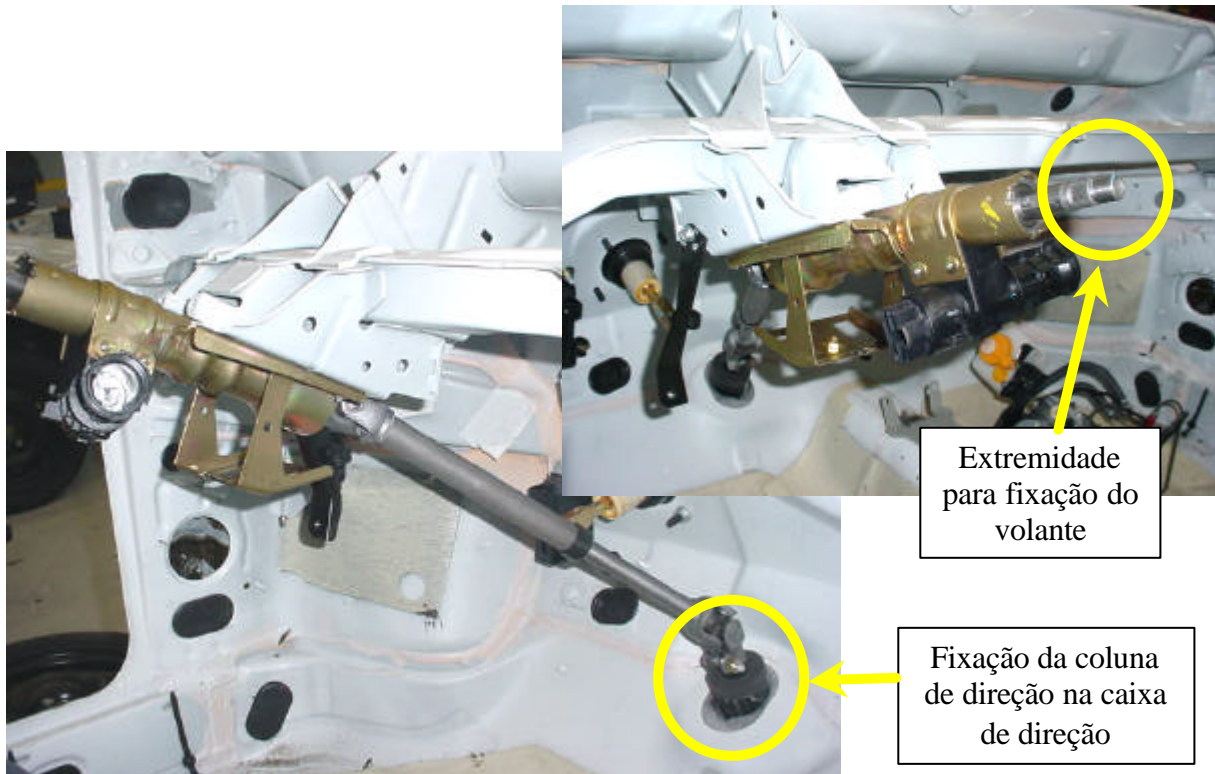


Figura A1.2 – Fixação da coluna de direção à travessa.

Uma extremidade da coluna de direção é fixada na caixa de direção e na outra extremidade é fixado o volante. A Figura A1.3 mostra a fixação do volante na coluna de direção.

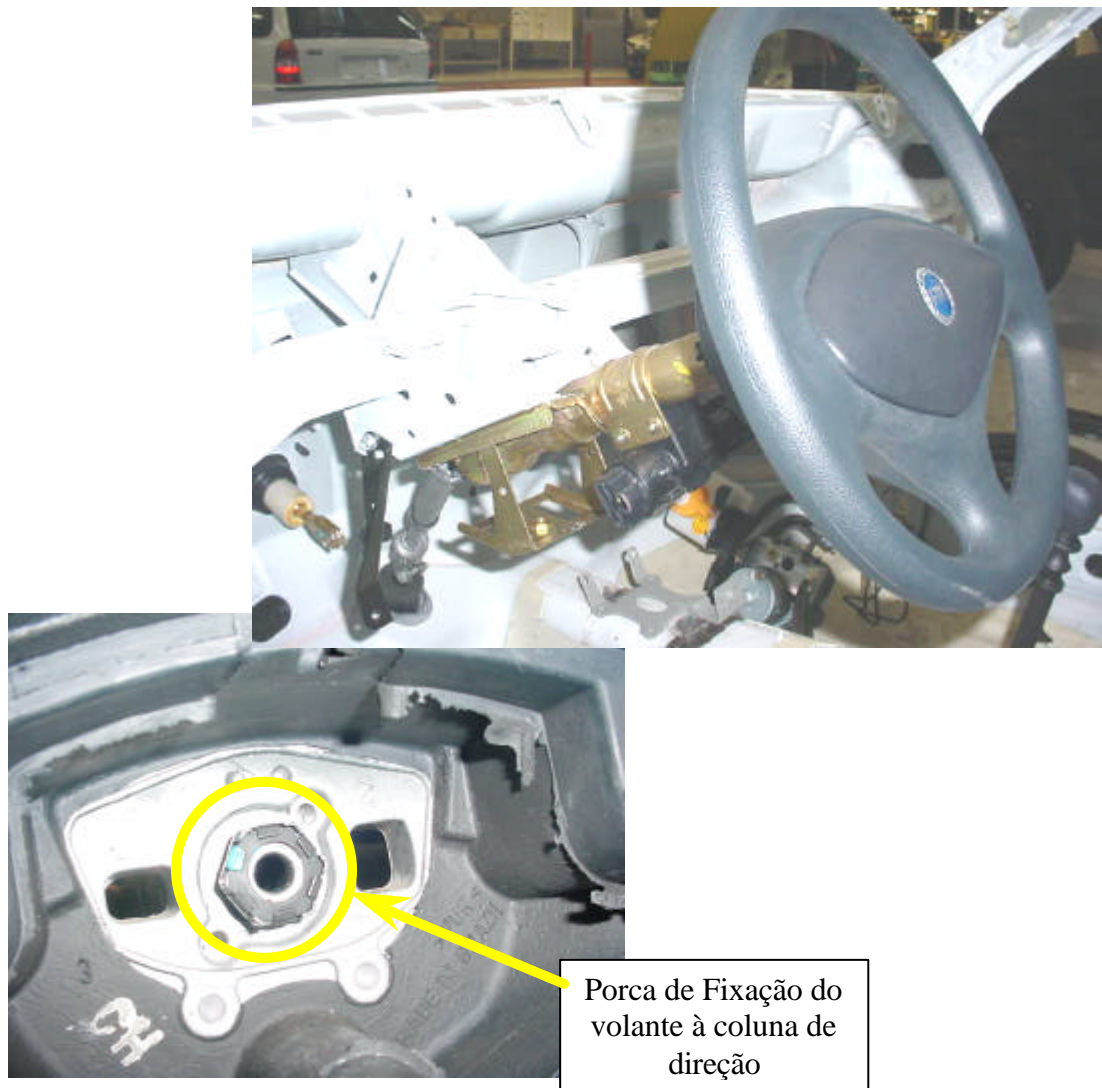


Figura A1.3 – Fixação do volante na coluna de direção.