

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Athos Obvioslo Carvalho

**INFLUÊNCIA DO MODO DE VIBRAR VERTICAL DE CORPO RÍGIDO DO
PROPULSOR SOBRE SEUS COXINS NO *RIDE* DE UM VEÍCULO DE PASSEIO**

Belo Horizonte

2013

Athos Obvioslo Carvalho

**INFLUÊNCIA DO MODO DE VIBRAR VERTICAL DE CORPO RÍGIDO DO
PROPULSOR SOBRE SEUS COXINS NO RIDE DE UM VEÍCULO DE PASSEIO**

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Jánes Landre Júnior

Belo Horizonte

2013

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

C331i Carvalho, Athos Obvioslo
Influência do modo de vibrar vertical de corpo rígido do propulsor sobre seus
coxins no *ride* de um veículo de passeio/ Athos Obvioslo Carvalho. Belo
Horizonte, 2013.
150f.: il.

Orientador: Jânes Landre Júnior
Dissertação (Mestrado) - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.
Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica.

1. Automóveis – Molas e suspensão. 2. Sistemas de propulsão. 3. Automóveis
- Vibração. I. Landre Júnior, Jânes. II. Pontifícia Universidade Católica de Minas
Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.023

Athos Obvioslo Carvalho

**INFLUÊNCIA DO MODO DE VIBRAR VERTICAL DE CORPO RÍGIDO DO
PROPULSOR SOBRE SEUS COXINS NO RIDE DE UM VEÍCULO DE PASSEIO**

Dissertação apresentada ao programa de pós-graduação em engenharia mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Jánes Landre Júnior (Orientador) – PUC Minas

Márcio Eduardo Silveira– UFSJ

Lúcio Flávio Santos Patrício – PUC Minas

Pedro Américo Almeida Magalhães Júnior– PUC Minas

Belo Horizonte, 01 de julho de 2013

AGRADECIMENTOS

Aos professores Gilmar Cordeiro da Silva, Jânes Landre Junior, Lúcio Flávio Santos Patrício e Rogério Jorge Amorim pelo apoio intelectual, incentivo, pela oportunidade de aprendizado que me foi concedida e pelo auxílio no desenvolvimento deste trabalho.

A minha família, em especial ao meu pai Belísio Silva de Carvalho, a minha mãe Verônica Obvioslo, aos meus irmãos Verônica Izabela e Fabiano e ao meu sobrinho Frederico, pilares da minha vida e sempre presentes nos momentos difíceis.

Aos meus amigos Luis Henrique Maia, William Valadares, Fernanda Nunes, Daniel Freitas, Carlos Alberto Nobre, Carlos Nobre, Leonardo Nobre, Gustavo Rezende pelos bons momentos, pelo apoio, pelo incentivo e pela palavra amiga.

Aos colegas de profissão, Leandro Quadros, Vinicius Leal, Paulo César Diniz, Edvaldo Santos, Luis Carlos Beda, Gustavo Costa, Rudinixon Bitencourt, Guilherme Carneiro, Roberto Pesce Jr., José Bosco Tomich, Flávio Santos, Tiago Martins, Dimas Medeiros Jr., Carlos Gandolpho, Diego Vasconcelos, Lucas Brück, Aroldo Azevedo, Haroldo Oliveira, Leonardo Ribeiro, Alexandre Assi, Juliano Ribeiro, Felipe Villas, Toshizaemom Noce, Cristiano Noronha e Gustavo Rodrigues pela oportunidade de realizar este trabalho, pela confiança e pela rica troca de experiências nos últimos anos.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo para verificar a influência dos seis modos de vibrar de corpo rígido de um propulsor, em especial o modo vertical, no RIDE de um veículo de passeio. O estudo foi segmentado em etapas para facilitar a compreensão do tema abordado. Para compreender quais os parâmetros que influenciam nos seis modos de corpo rígido de um propulsor e elaborar os conceitos de modos de vibrar puro e acoplados, estudou-se um modelo numérico de propulsor com seis graus de liberdade fixado a uma base infinitamente rígida por coxins. Para compreender como os seis modos de corpo rígido do propulsor afetam e como são afetados pela resposta dinâmica do veículo no qual é instalado, foi proposto um modelo numérico de doze graus de liberdade constituído de um propulsor com seis graus de liberdade conectado a um modelo de veículo com 6 graus de liberdade através dos coxins de sustentação. Conclui-se que a dinâmica do veículo exerce uma influencia nos seis modos de vibrar de corpo rígido do propulsor , em especial sob o modo vertical. Após o domínio dos parâmetros que influenciam nos seis modos de vibrar do propulsor foi proposto um modelo numérico modelado em ADAMS/VIEW® constituído de um veículo completo com propulsor de doze graus de liberdade submetido a uma excitação vertical de amplitude constante varrendo um espectro de frequência de 0 a 25Hz, um modelo biomecânico do corpo humano foi acoplado a este modelo com a finalidade de mensurar a percepção de conforto por valores de acelerações. Sob este modelo foram realizados cinco simulações numéricas com diferentes respostas modais do propulsor. Após comparar os resultados das cinco simulações numéricas, concluiu que o modo vertical do propulsor dever ser acoplado com outros modos de vibrar e deve situa-se entre a frequência natural da cavidade abdominal do modelo biodinâmico e a frequência natural de massa não suspensa do veículo.

Palavras chave: Sistema de suspensão do propulsor. Modos de vibrar de corpo rígido. RIDE. ADAMS/VIEW®.

ABSTRACT

This paper presents a study to verify the influence of the six rigid body modes rigid of the powertrain , especially the vertical mode, in the RIDE of the passant vehicle. The study was segmented in phases to facilitate understanding of the subject. To understand which parameters influence the six rigid body modes of the powertrain and elaborate the concepts of rigid body modes pure and rigid body modes coupled, a numerical model has been studied. The numerical model consists of a powertrain with six degrees of freedom attached to an rigid base by the engine mounts. To understand how the six rigid body modes of the powertrain affect and how they are affected by the dynamic response of the vehicle in which it is installed, a twelve degrees of freedom numerical model was proposed. This model consists of a powertrain with six degrees of freedom connected to a vehicle by the engine mounts. Concludes that the dynamics of the vehicle exerts an influence in the six rigid body modes of powertrain, especially the vertical mode. Know all parameters that influence the six vibration modes of the powertrain, a numerical model modeled in ADAMS / VIEW ® was proposed. This model consists of a complete vehicle with a powertrain, subjected to a vertical excitation of constant amplitude sweeping through a frequency spectrum from 0 to 25 Hz,. To measure the perception of comfort by values of accelerations, a biomechanical model of the human body was coupled in the numerical model. This model was performed five simulations using different modal responses propellant , concluding that the best results of comfort . After comparing the results of five numerical simulations , it was concluded that the vertical mode of the powertrain should be coupled with other modes and should lies above the natural frequency of the abdominal cavity of the biodynamic model and below the natural frequency of the vehicle unsprung mass.

Keywords: Engine mount system. Rigid body modes. RIDE. ADAMS VIEW®.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Evolução dos coxins da suspensão do propulsor	45
FIGURA 2 – Sistema de coordenadas da norma ISO	46
FIGURA 3 – Fluxo do <i>RIDE</i>	47
FIGURA 4 – Classificação dos fenômenos vibro acústicos atuais pela <i>SAE</i> . (<i>N.V.H.</i>).	48
FIGURA 5 – PSD de frequência espacial ou de frequência.	49
FIGURA 6 – Partes móveis do motor 1- Comando de válvulas; 2 – Pistão; 3 – Biela; 4 – Manivela.	51
FIGURA 7 – Diagrama de forças devido à combustão.	51
FIGURA 8 – Diagrama de forças devido à inércia das partes móveis.	52
FIGURA 9 – Força de torção sobre árvore de manivela 1 – Força da combustão 2 – Força do gás 3 – Força resultante.	53
FIGURA 10 – Disposição dos cilindros de um motor TR 180/180°	54
FIGURA 11 – Ordem de um motor de combustão interna de quatro cilindros em linha.	55
FIGURA 12 – Rigidez vertical do pneu com o câmbier zero.	56
FIGURA 13 – Efeitos do câmbier sobre a deformação estática do pneu	56
FIGURA 14 – Histerese do pneu.	56
FIGURA 15 – Modelo simplificado do pneu em condição de tráfego.	57
FIGURA 16 – Modos de vibrar dos pneus	58
FIGURA 17 – Mola helicoidal cilíndrica.	60
FIGURA 18 – Feixe de molas	61
FIGURA 19 – Mola a ar.	62
FIGURA 20 – Amortecedores de veículos automotivos	63
FIGURA 21 – Amortecedor de tubo simples	64
FIGURA 22 – Amortecedores de tubo duplo.	65
FIGURA 23 – Barra estabilizadora	65
FIGURA 24 – Batente	66
FIGURA 25 – Curva de força por deformação de um batente	67
FIGURA 26 – Curva de rigidez a terra de uma suspensão.	68
FIGURA 27 – Conjunto propulsor de um veículo automotivo	69
FIGURA 28 – Suspensão do propulsor	70
FIGURA 29 – Restritor de torque	71
FIGURA 30 – Coxim hidráulico	71

FIGURA 31 – Coxim de elastômero	72
FIGURA 32 – Suspensão do propulsor com três coxins.	73
FIGURA 33 – Suspensão do propulsor com dois coxins e um retentor de torque.....	74
FIGURA 34 – Suspensão do propulsor com quatro coxins	75
FIGURA 35 – Modelo de Kelvin-Voigt.....	76
FIGURA 36 – Fluência dos elastômeros	77
FIGURA 37 – Deformação cíclica	77
FIGURA 38 – Relações trigonométricas entre a Elasticidade e a Viscoelasticidade.....	78
FIGURA 39 – Modelo <i>QUARTER CAR</i>	79
FIGURA 40 – Modelo matemático de uma suspensão McPherson	80
FIGURA 41 – Modos de vibrar da suspensão do tipo McPherson	81
FIGURA 42 – Movimentos de <i>PITCH</i> e <i>BOUNCE</i>	82
FIGURA 43 – Movimentos de <i>PITCH</i> e <i>BOUNCE</i>	83
FIGURA 44 – Movimentos de <i>PITCH</i> e <i>BOUNCE</i> em pistas senoidais.	84
FIGURA 45 – Movimento de <i>ROLL</i> da massa suspensa	85
FIGURA 46 – Sistema massa, mola e amortecedor apoiado sobre uma base móvel.....	87
FIGURA 47 – Transmissibilidade de deslocamento de um sistema excitado pela base.....	88
FIGURA 48 – Transmissibilidade de força de um sistema excitado pela base.....	89
FIGURA 49 – Principais frequências naturais do corpo humano	92
FIGURA 50 – Filtros de percepção humana	93
FIGURA 51 – Limites de tempo de exposição do corpo humano a vibrações.	94
FIGURA 52 – Modelo de uma suspensão do propulsor de seis graus de liberdade do tipo dois coxins convencionais de elastômeros e um retentor de torque ligados a uma base infinitamente rígida.....	95
FIGURA 53 – Modelo de veículo completo com 12 graus de liberdade	101
FIGURA 54 – Modelo dinâmico para avaliar a percepção de conforto em condições de tráfego.....	103
FIGURA 55 – Sinal de deslocamento de entrada (Varredura de frequência de 0 a 25Hz com amplitude de 5mm).....	104
FIGURA 56 – Modelo biomecânico proposto por LIANG e CHIANG.	104
FIGURA 57 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 1).	110
FIGURA 58 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 2).	113

FIGURA 59 – Modos acoplados por sobreposição de frequências.....	115
FIGURA 60 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 3).....	116
FIGURA 61 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 3).....	117
FIGURA 62 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 1)	120
FIGURA 63 – Modos de corpo rígido da carroceria e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 1).....	121
FIGURA 64 – Resposta em frequência (simulação 1)	121
FIGURA 65 - Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 2)	123
FIGURA 66 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 2).....	123
FIGURA 67 – Resposta em frequência das acelerações (mm/s^2) no assoalho e trilho do banco (simulações 1 e 2).....	124
FIGURA 68 – Resposta em frequência da aceleração no propulsor (simulação 2)	125
FIGURA 69 – Resposta em frequência de aceleração na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2).....	125
FIGURA 70 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 3)	128
FIGURA 71 – Modos de corpo rígido do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 3).....	128
FIGURA 72 – Resposta em frequência das acelerações no assoalho e trilho do banco (simulações 1, 2 e 3).....	129
FIGURA 73 – Resposta em frequência das acelerações nos propulsores (simulações 2 e 3)	130
FIGURA 74 – Resposta em frequência das acelerações na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2 e 3).....	130
FIGURA 75 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 4)	133
FIGURA 76 – Modos de corpo rígido do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 4).....	133
FIGURA 77– Resposta em frequência das acelerações no assoalho e trilho do banco (simulações 1, 2, 3 e 4).....	134

FIGURA 78 – Resposta em frequência das acelerações nos propulsores (simulações 2, 3 e 4)	135
FIGURA 79 – Resposta em frequência das acelerações na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2, 3 e 4)	135
FIGURA 80 - Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 5)	138
FIGURA 81 – Modos de corpo rígido do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 5)	138
FIGURA 82 – Resposta em frequência das acelerações no assoalho e trilho do banco (simulações 1, 2, 3, 4 e 5)	139
FIGURA 83 – Resposta em frequência das acelerações nos propulsores (simulações 2, 3, 4 e 5)	140
FIGURA 84 – Resposta em frequência das acelerações na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2, 3, 4 e 5)	140
FIGURA 85 – Faixas de frequência que devem ser evitadas no dimensionamento do modo vertical	145
FIGURA 86 – Curva de rigidez vertical de um coxim do propulsor	146
FIGURA 87 – Otimização do sistema de suspensão do propulsor	147

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Modos de vibrar da suspensão do tipo McPherson	81
TABELA 2 – Classificação das vibrações quanto ao valor <i>RMS</i>	91
TABELA 3 – Filtros de percepção humana	93
TABELA 4 – Parâmetros do modelo biomecânico	105
TABELA 5 – Parâmetros do conjunto propulsor	108
TABELA 6 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade do modelo 1.....	109
TABELA 7 – Parâmetros do conjunto propulsor	112
TABELA 8 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade do modelo 2.....	113
TABELA 9 – Acoplamentos e variáveis de influência.	115
TABELA 10 – Parâmetros do modelo de veículo	116
TABELA 11 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 3).....	117
TABELA 12 – Modos de vibrar de um propulsor fixado em base rígida e fixado a um veículo	118
TABELA 13 – Parâmetros da simulação 1	119
TABELA 14 – Parâmetros da simulação 2	122
TABELA 15 – Confronto dos resultados das simulações 1 e 2	126
TABELA 16 – Confronto da percepção de conforto com base na aceleração da cavidade abdominal das simulações 1 e 2.	126
TABELA 17 – Parâmetros da simulação 3	126
TABELA 18 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2 e 3.	131
TABELA 19 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2 e 3.	131
TABELA 20 – Parâmetros da simulação 4	132
TABELA 21 – Confronto dos resultados das simulações 1,2,3 e 4	136
TABELA 22 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2, 3 e 4.	136
TABELA 23: Parâmetros da simulação 5	137
TABELA 24 – Confronto dos resultados das simulações 1,2,3,4 e 5.	141
TABELA 25 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2, 3, 4 e 5.	141
TABELA 26 – Classificação do nível de conforto conforme norma <i>BS6841</i>	142
TABELA 27 –Valores de aceleração nos pontos estruturais dos modelos simulados	143

TABELA 28 – Valores de aceleração na cavidade abdominal do modelo biomecânico	144
---	-----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NVH	<i>Noise, Vibration and Harshness</i>
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i> (Associação dos Engenheiros Automotivos)
RMS	<i>ROOT MEAN SQUARE</i>
RMQ	<i>ROOT MEAN QUAD</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Aceleração [m/s ²].
A	Área [m ²].
$\{A\}$	Matriz de aceleração [m/s ²]
b	largura da seção transversal de uma lâmina (feixe de mola) [m].
C	Coeficiente de amortecimento [Ns/m]
C_s	Amortecimento da suspensão [N/m].
d	Diâmetro das espiras de uma mola helicoidal [m].
D	Diâmetro da seção cilíndrica de uma mola helicoidal [m].
$\{D\}$	Matriz de deslocamentos [m].
E	Modulo de elasticidade [Pa].
E_{dyn}	Elasticidade dinâmica [Pa]
f	Frequência [Hz].
F_{Mns}	Frequência de massa não suspensa [Hz].
F_b	Força peso da massa suspensa [N].
F_G	Força do gás [N].
F_N	Força lateral do pistão [N].
F_o	Força inercial oscilante [N].
F_R	Força radial na manivela [N].
F_r	Força inercial rotativa [N].
F_s	Força da biela [N].
F_t	Força transmitida de um sistema excitado pela base [N]
F_T	Força tangencial na manivela [N].

F_w	Força sobre o eixo [N]
G	Modulo de elasticidade transversal [Pa].
G_0	Constante de irregularidade do pavimento.
$G_z(v)$	Amplitude da PSD [$\text{m}^2/(\text{ciclo/m})$].
i	número de espiras.
I_{xx}	Momento de inércia em relação ao eixo X do propulsor [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
I_{xy}	Produto de inércia I_{xy} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
I_{xz}	Produto de inércia I_{xz} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
I_{yy}	Momento de inércia em relação ao eixo Y do propulsor [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
I_{yz}	Produto de inércia I_{yz} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
I_{zz}	Momento de inércia em relação ao eixo Z do propulsor [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
J_{xx}	Inércia em relação ao eixo longitudinal do veículo [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
J_{yy}	Inércia em relação ao eixo lateral do veículo [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].
$[K]$	Matriz de rigidez [N/m].
k	Rigidez [N/m].
K_{bf}	Rigidez da barra estabilizadora do eixo anterior [N/m].
K_{br}	Rigidez da barra estabilizadora do eixo posterior [N/m].
K_{dyn}	Rigidez dinâmica [N/m].
$[KG]$	Matriz de rigidez global.
K_f	Rigidez a terra do eixo anterior [N/m].
K_m	Rigidez da mola [N/m].
K_p	Rigidez vertical do pneu [N/m].
K_{pf}	Rigidez vertical dos pneus anteriores [N/m].

K_{pr}	Rigidez vertical dos pneus posteriores [N/m].
K_r	Rigidez a terra do eixo posterior [N/m].
K_s	Rigidez a terra da suspensão [N/m].
K_T	Rigidez de torção [Nm/rad].
K_{x_ld}	Rigidez na direção X do coxim lado direito [N/m].
K_{x_le}	Rigidez na direção X do coxim lado esquerdo [N/m].
K_{x_tr}	Rigidez na direção XZ do coxim do retentor de torque [N/m].
K_{y_ld}	Rigidez na direção Y do coxim lado direito [N/m].
K_{y_le}	Rigidez na direção Y do coxim lado esquerdo [N/m].
K_{y_tr}	Rigidez na direção Y do coxim do retentor de torque [N/m].
K_{z_ld}	Rigidez na direção Z do coxim lado direito [N/m].
K_{z_le}	Rigidez na direção Z do coxim lado esquerdo [N/m].
K_{z_tr}	Rigidez na direção Z do coxim do retentor de torque [N/m].
l	Comprimento da biela [m].
l	Distância do centro do feixe de molas aos pontos de fixação [m].
L	Distância entre eixos de um veículo [m].
L_f	Distância do centro de massa do veículo ao eixo anterior [m].
L_r	Distância do centro de massa do veículo ao eixo posterior [m].
m	Massa [kg].
M_{ns}	Massa não suspensa [kg]
M_{nsf}	Massa não suspensa anterior [kg].
M_{nst}	Massa não suspensa posterior [kg].
$[M]$	Matriz de massa [kg].

m_o	Massa oscilante [kg].
M_p	Massa do propulsor [kg].
m_r	Massa rotativa [kg].
M_s	Massa suspensa [kg].
n_p	Coefficiente politrópico.
P_i	Pressão interna [Pa].
r	Razão de frequência.
r	Raio da manivela [m].
R_X	Grau de liberdade de rotação em X do propulsor.
R_Y	Grau de liberdade de rotação em Y do propulsor.
R_Z	Grau de liberdade de rotação em Z do propulsor.
s	Altura da seção transversal de uma lâmina (feixe de mola) [m].
T	Período [s].
T_f	Bitola do eixo posterior [m].
T_m	Bitola calcula entre as molas da suspensão [m].
T_r	Bitola do eixo anterior [m].
T_X	Grau de liberdade de translação em X do propulsor.
T_Y	Grau de liberdade de translação em Y do propulsor.
T_Z	Grau de liberdade de translação em Z do propulsor.
V	Velocidade [m/s].
v	Frequência espacial [ciclo/m].
v_o	Frequência espacial de corte [ciclo/m].
Vol	Volume [m ³].

X	Amplitude da resposta de um sistema excitado pela base [m].
x_{cgP}	Coordenadas X do centro de gravidade do propulsor [m].
x_{ld}	Coordenada X do centro do coxim lado direito [m].
x_{le}	Coordenada X do centro do coxim lado direito [m].
x_{tr}	Coordenada X do centro do coxim do retentor de torque [m].
X_{LD}	Distância X entre o coxim lado direito e o centro de gravidade do propulsor [m].
X_{LE}	Distância X entre o coxim lado esquerdo e o centro de gravidade do propulsor [m].
X_{TR}	Distância X entre o coxim do retentor de torque e o centro de gravidade do propulsor [m].
Y	Amplitude de excitação de um sistema excitado pela base. [m]
y_{cgP}	Coordenadas Y do centro de gravidade do propulsor [m].
y_{ld}	Coordenada Y do centro do coxim lado direito [m].
y_{le}	Coordenada Y do centro do coxim lado direito [m].
y_{tr}	Coordenada Y do centro do coxim do retentor de torque [m].
Y_{LD}	Distância Y entre o coxim lado direito e o centro de gravidade do propulsor [m].
Y_{LE}	Distância Y entre o coxim lado esquerdo e o centro de gravidade do propulsor [m].
Y_{TR}	Distância Y entre o coxim do retentor de torque e o centro de gravidade do propulsor [m].
Z	Grau de liberdade vertical da massa suspensa <i>BOUNCE</i> .
z_{cgP}	Coordenadas Z do centro de gravidade do propulsor [m].
z_{ld}	Coordenada Z do centro do coxim lado direito [m].
z_{le}	Coordenada Z do centro do coxim lado direito [m].
z_{tr}	Coordenada Z do centro do coxim do retentor de torque [m].
Zd	Grau de liberdade vertical da massa não suspensa anterior direita
Ze	Grau de liberdade vertical da massa não suspensa anterior esquerda

Z_{LD}	Distância Z entre o coxim lado direito e o centro de gravidade do propulsor [m].
Z_{LE}	Distância Z entre o coxim lado esquerdo e o centro de gravidade do propulsor [m].
Z_t	Grau de liberdade vertical da massa não suspensa posterior
Z_{TR}	Distância Z entre o coxim do retentor de torque e o centro de gravidade do propulsor [m].
Z_u	Grau de liberdade vertical da massa não suspensa do modelo <i>QUARTER-CAR</i>
δ	Angulo de perda de um elastômero [rad].
ε	Deformação
ε_0	Deformação inicial
η	Coeficiente de viscosidade [Ns/m ²]
θ	Grau de liberdade de rotação em torno do eixo lateral da massa suspensa <i>ROLL</i> .
σ	Tensão [Pa].
ω	Frequência de excitação [rad/s]
ω_n	Frequência natural angular [rad/s]
ζ	Razão de amortecimento
φ	Grau de liberdade de rotação em torno do eixo longitudinal da massa suspensa <i>PITCH</i> .

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	41
1.1	Justificativas.....	41
1.2	Objetivos.....	42
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	43
2.1	Trabalhos publicados de 1970 a 1979	43
2.2	Trabalhos publicados de 1980 a 1989	43
2.3	Trabalhos publicados de 1990 a 1999	43
2.4	Trabalhos publicados de 2000 até 2009	44
2.5	Trabalhos publicados de 2010 até 2013	44
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	46
3.1	Dinâmica Veicular	46
<i>3.1.1</i>	<i>RIDE.....</i>	<i>47</i>
<i>3.1.2</i>	<i>Fontes de excitação</i>	<i>48</i>
<u>3.1.2.1</u>	<u>Irregularidades do pavimento</u>	<u>48</u>
<u>3.1.2.2</u>	<u>Fonte embarcada – Motor de combustão interna</u>	<u>50</u>
<i>3.1.3</i>	<i>Subsistemas e componentes do veículos envolvidos no RIDE.....</i>	<i>55</i>
<u>3.1.3.1</u>	<u>Pneu</u>	<u>55</u>
<u>3.1.3.2</u>	<u>Suspensão do veículo</u>	<u>58</u>
<i>3.1.3.2.1</i>	<i>Componentes da suspensão</i>	<i>59</i>
<i>3.1.3.2.2</i>	<i>Conceito de massa não suspensa</i>	<i>67</i>
<i>3.1.3.2.3</i>	<i>Conceito de rigidez a terra.....</i>	<i>67</i>
<u>3.1.3.3</u>	<u>Massa suspensa</u>	<u>68</u>
<u>3.1.3.4</u>	<u>Suspensão do propulsor</u>	<u>68</u>
<i>3.1.3.4.1</i>	<i>Conjunto Propulsor.....</i>	<i>68</i>
<i>3.1.3.4.2</i>	<i>Funções da suspensão do propulsor.....</i>	<i>69</i>
<i>3.1.3.4.3</i>	<i>Componentes da suspensão do propulsor.....</i>	<i>70</i>
<i>3.1.3.4.4</i>	<i>Tipologias de suspensão motor</i>	<i>72</i>
<i>3.1.3.4.5</i>	<i>Suspensão do propulsor com três suportes.....</i>	<i>73</i>
<i>3.1.3.4.6</i>	<i>Suspensão do propulsor com dois suportes e um retentor de torque.....</i>	<i>74</i>
<i>3.1.3.4.7</i>	<i>Suspensão do propulsor com quatro suportes</i>	<i>75</i>
<i>3.1.3.4.8</i>	<i>Parâmetros para o dimensionamento de uma suspensão do propulsor.....</i>	<i>75</i>
<i>3.1.3.4.9</i>	<i>Características dinâmicas dos elastômeros.....</i>	<i>76</i>
<i>3.1.4</i>	<i>Respostas dinâmicas do veículo</i>	<i>79</i>
<u>3.1.4.1</u>	<u>Frequências naturais de corpo rígido da massa não suspensa</u>	<u>79</u>
<u>3.1.4.2</u>	<u>Frequências naturais de corpo rígido da massa suspensa</u>	<u>82</u>
<i>3.1.4.2.1</i>	<i>Frequências naturais de PITCH e BOUNCE.....</i>	<i>82</i>
<i>3.1.4.2.2</i>	<i>Frequência natural de ROLL.....</i>	<i>84</i>
<i>3.1.4.2.3</i>	<i>Objetivos modais para as frequências de massa suspensa.....</i>	<i>86</i>
3.2	Teoria de Vibrações Mecânicas.....	86
<i>3.2.1</i>	<i>Sistemas excitados pela base.....</i>	<i>86</i>
<i>3.2.2</i>	<i>Análise modal.....</i>	<i>89</i>
3.3	Efeito das vibrações no corpo humano e percepção de conforto	90
<i>3.3.1</i>	<i>Variáveis envolvidas.....</i>	<i>90</i>
<i>3.3.2</i>	<i>Efeito das vibrações devido à magnitude</i>	<i>91</i>
<i>3.3.3</i>	<i>Efeitos das vibrações devido à frequência</i>	<i>92</i>

3.3.4	<i>Efeitos de vibração devido ao tempo de exposição.....</i>	94
4	METODOLOGIA.....	95
4.1	Modelo numérico de um propulsor de seis graus de liberdade com dois coxins e um retentor de torque fixados em uma base rígida.....	95
4.1.1	<i>Variáveis do modelo.....</i>	96
4.1.2	<i>Modelagem numérica.....</i>	97
4.1.3	<i>Simulações.....</i>	100
4.2	Modelo numérico de doze graus de liberdade da suspensão de um propulsor com dois coxins e um retentor de torque fixados a um veículo.....	100
4.2.1	<i>Variáveis envolvidas.....</i>	101
4.2.2	<i>Simulações.....</i>	102
4.3	Modelo para resposta em frequência de doze graus de liberdade da suspensão de um propulsor com dois coxins e um retentor de torque fixados a um veículo	102
4.3.1	<i>Simulações.....</i>	105
4.3.1.1	<u>Simulação 1.....</u>	106
4.3.1.2	<u>Simulação 2.....</u>	106
4.3.1.3	<u>Simulação 3.....</u>	106
4.3.1.4	<u>Simulação 4.....</u>	106
4.3.1.5	<u>Simulação 5.....</u>	107
4.3.2	<i>Respostas.....</i>	107
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	108
5.1	Modelos de conjunto propulsor fixados a uma base rígida.....	108
5.1.1	<i>Modos do propulsor desacoplados entre si.....</i>	108
5.1.2	<i>Modos do propulsor desacoplados entre si.....</i>	111
5.2	Modelo de conjunto propulsor fixado ao veículo.....	115
5.3	Modelo dinâmico.....	118
5.3.1	<i>Simulação 1.....</i>	118
5.3.2	<i>Simulação 2.....</i>	122
5.3.3	<i>Simulação 3.....</i>	126
5.3.4	<i>Simulação 4.....</i>	131
5.3.5	<i>Simulação 5.....</i>	137
6	CONCLUSÕES.....	143
	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	146
	REFERÊNCIAS.....	148

1 INTRODUÇÃO

Segundo GILLESPIE (1992) o comportamento vibracional é um dos critérios mais importantes avaliados subjetivamente pelas pessoas para determinar a qualidade de um veículo e, por esta razão, torna-se um foco de grande atenção na engenharia automotiva.

Em condição de tráfego sob pisos irregulares, subsistemas de um veículo tais como suspensões, propulsor e sistema de descarga são excitados e respondem dinamicamente com movimentos de corpo rígido em suas respectivas frequências naturais. As massas em movimento somadas as excitações provenientes das irregularidades do pavimento são percebidas pelos ocupantes do veículo e traduzidas em percepções que definem o conforto vibracional do veículo.

Na maioria dos veículos de passeio o propulsor é ligado à estrutura da carroceria através de coxins feitos de borracha cujo objetivo principal é filtrar as vibrações produzidas pelo propulsor em regime de funcionamento. Na faixa de frequência das excitações geradas pelas irregularidades do pavimento, o propulsor pode ser considerado uma massa rígida com liberdade de movimento em seis graus de liberdade e os coxins de borracha podem ser considerados como conjunto de molas e amortecedores.

Acoplado a carroceria de um veículo, a dinâmica do conjunto do propulsor sobre seus coxins também será afetada pela dinâmica do próprio veículo submetido às excitações das irregularidades do pavimento. Tal situação pode fazer com que a resposta dinâmica do propulsor, em especial a movimentação vertical, prevaleça sobre a resposta dinâmica dos demais subsistemas do veículo, alterando a percepção do conforto vibracional por partes dos ocupantes.

1.1 Justificativas

Sabendo que os modos de vibrar de corpo rígido do propulsor sobre seus coxins alteram as respostas dinâmicas de um veículo, e conseqüentemente a percepção de conforto por parte dos ocupantes, a compreensão da interação do sistema de suspensão do propulsor com veículo e de todos os parâmetros envolvidos se torna essencial para que se tenha desempenho vibracional satisfatório em condições de tráfego.

1.2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho consiste em compreender, através de modelos numéricos, como os modos de vibrar de corpo rígido do conjunto do propulsor, em especial o modo vertical, afetam o *RIDE* de um veículo e como tais modos devem ser dimensionados para melhorar a percepção de conforto por parte dos ocupantes. No entanto, para atingir tal objetivo, uma compreensão da dinâmica dos subsistemas envolvidos no estudo é fundamental, portanto é necessário segmentar o estudo em objetivos específicos.

Um dos objetivos específicos é compreender a influência das variáveis que definem as frequências naturais de corpo rígido do conjunto propulsor, quando o mesmo é isolado do veículo, e como tais variáveis afetam a distribuição de energia cinética por grau de liberdade. A compreensão da distribuição de energia cinética por grau de liberdade é necessária para fundamentar conceitos de modos de vibrar puros e modos de vibrar mistos do conjunto do propulsor.

Outro objetivo específico de importância é compreender como os modos de vibrar de corpo rígido do conjunto do propulsor, quando acoplado ao veículo, influenciam e como são influenciados pela dinâmica do próprio veículo.

As sínteses de todos os objetivos específicos irão fornecer conceitos importantes para a compreensão do objetivo principal deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão apresentados trabalhos técnicos relacionados ao tema desta dissertação.

2.1 Trabalhos publicados de 1970 a 1979

JHA (1976) detalha em seus estudos as principais fontes de ruídos de um veículo automotor, destacando os ruídos que ocorrem em frequências acima de 20Hz que são provocados pelo tráfego sob pisos irregulares e os ruídos que ocorre de 30 a 300Hz que são provenientes das vibrações harmônicas produzidas pelo motor em regime de funcionamento. JHA propõe modificações estruturais na estrutura do veículo para minimizar os ruídos.

2.2 Trabalhos publicados de 1980 a 1989

DAVIES (1986) realiza um estudo sob o emprego de elastômeros constituídos de borracha natural na indústria automotiva, evidenciando as principais características mecânicas dos elastômeros citando diversas aplicações.

2.3 Trabalhos publicados de 1990 a 1999

SINGH, KIM e RAVINDRA (1991) realizam um estudo sob o emprego de coxins hidráulicos para controlar a movimentação de corpo rígido do propulsor em baixas frequência através de amortecimento.

CRONIN (1992) defende o uso de sistemas de balanceamento de motores de veículos automotivos através do uso de pêndulos rotacionais no eixo virabrequim, semelhante aos já usados em motores de aeronaves e embarcações, para minimizar a movimentação vertical dos motores.

SINGH e KIM (1995) realizam um estudo através de modelos analíticos e experimentos para evidenciar as influencias das características não lineares de um coxim hidráulico e de um coxim convencional no comportamento vibracional em altas e baixas

frequências de um veículo, evidenciando a limitação de cada um. Propõe um coxim adaptativo controlado por microprocessador capaz de controlar o amortecimento, melhorando o desempenho da suspensão do propulsor em altas e baixas frequências.

YU, NAGANATHAN e, DUKKIPATI (1999) publicam uma literatura sobre o sistema de suspensão do propulsor, destacando a influência das frequências de trabalho do motor e das amplitudes de deslocamento do propulsor para o dimensionamento de coxins passivos ou semi ativos.

2.4 Trabalhos publicados de 2000 até 2009

LEE, HWANG e KIM (2001) apresentam um método de otimização para minimizar ruídos no interior do veículo baseado em funções de resposta em frequência, atuando sobre os parâmetros de rigidez dinâmica dos coxins hidráulicos da suspensão do propulsor.

ADIGUNA, TIWARI, SINGH, TSENG e HROVAT (2003) realizam um estudo sobre as respostas transientes lineares e não lineares de um de um coxim hidráulico, correlacionando modelos analíticos com ensaios experimentais.

TRUONG e AHN (2009) apresentam um coxim hidráulico semi-ativo para melhora o compromisso entre movimentações de corpo rígido do propulsor em baixas frequências e isolamento das vibrações produzidas pelo propulsor.

2.5 Trabalhos publicados de 2010 até 2013

DIMITROVOVÁ e RODRIGUES (2010) apresentam estudos para otimização dos parâmetros lineares e não lineares de sistemas de suspensão de propulsores passivos, propondo o uso de novos materiais e design, com o foco em redução de custo e peso e acréscimo de performance.

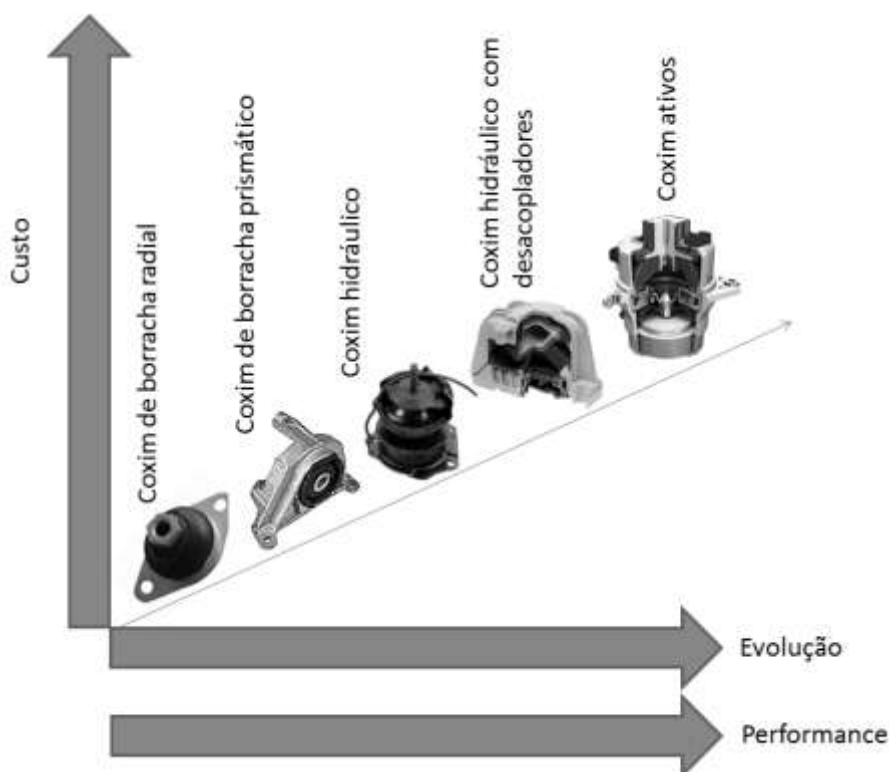
AZADI, BEHZADIPOUR e FAULKNER (2011) apresentam um coxim semi ativo com um sistema de rigidez variável. A rigidez é controlada por um dispositivo on-off e por um atuador piezoelétrico, proporcionando grandes variações de rigidez em espaços curtos de tempo, evitando grandes movimentações do propulsor e impactos.

WU (2012) apresenta um método, baseado em análises de intervalos, para minimizar as variações dos parâmetros da suspensão do propulsor impostas pelas variações dos processos de fabricação dos componentes envolvidos e tolerâncias de montagem do veículo.

KITAYAMA, HIRATA e SAKAI (2013) apresentam um sistema de suspensão do conjunto do propulsor com um coxim magnético com controle ativo de baixo consumo de energia.

Seguindo uma ordem cronológica do trabalhos citados acima, conforme ilustrado na Figura 1, observa-se uma tendência de evolução tecnológica e incremento de performance e custo. Coxins de alta performance tem sido utilizados em veículos de passeio modernos para melhorar as performances de conforto vibracional, porém tais soluções ainda apresentam custos relativamente altos. Tal tendência tecnológica não se aplica ao mercado brasileiro onde as condições de uso são mais severas se comparado a outros mercados e ainda predominam as soluções técnicas de baixo custo, para se obter performances aceitáveis de conforto é preciso soluções específicas no projeto de suspensões de propulsor.

Figura 1 – Evolução dos coxins da suspensão do propulsor



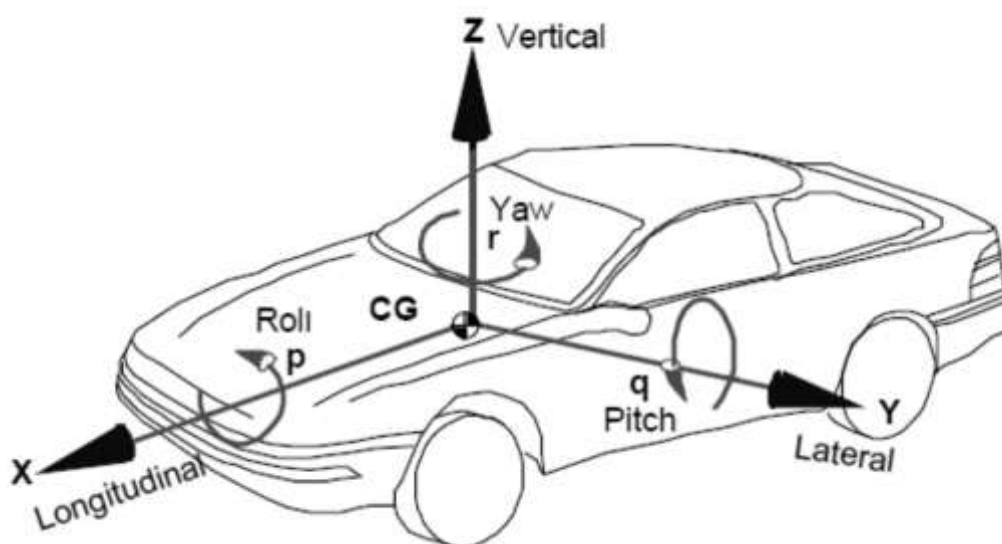
Fonte: Elaborado pelo autor

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Dinâmica Veicular

O estudo da dinâmica veicular consiste na compreensão das forças que atuam no veículo e que tipos de respostas essas forças geram. Baseando no sistema de coordenadas da norma ISO ilustrada na Figura 2, as forças podem ser Longitudinais, Laterais ou Verticais.

Figura 2 – Sistema de coordenadas da norma ISO



Fonte: GILLESPIE, 1992

As forças longitudinais são provenientes de manobras de aceleração, frenagem e forças aerodinâmicas. As forças laterais são provenientes de manobras de curva ou forças provocadas por ventos laterais. As forças verticais são provenientes do tráfego do veículo por pisos irregulares e tem uma grande influência no conforto vibracional.

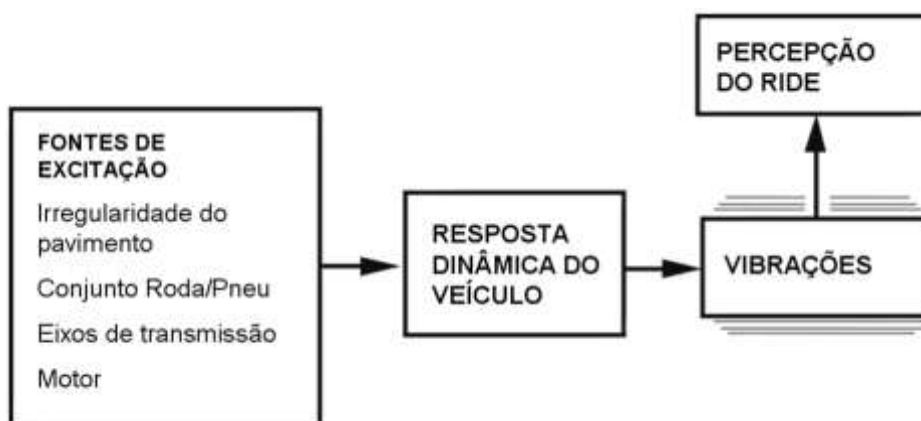
O estudo da dinâmica lateral do veículo é chamado de *HANDLING* e por não se relacionar diretamente com o tema desta dissertação não será abordado detalhadamente. O estudo da dinâmica vertical do veículo é chamado de *RIDE*.

3.1.1 *RIDE*

Segundo GILLESPIE (1992) os automóveis em condição de tráfego por pisos irregulares são submetidos a vibrações em um amplo espectro de frequência, vibrações essas que são sentidas pelos ocupantes através de percepção tátil, visual ou através da audição. O termo *RIDE* refere-se às vibrações táteis e visuais num espectro de frequência de 0 a 25 Hz, onde o valor de 25 Hz é próximo ao limite inferior da audição humana. Vibrações acima de 25 Hz até 20000 Hz são classificadas como *NOISE* (ruído). As vibrações de baixas frequências do *RIDE* são manifestações das propriedades dinâmicas que são comuns a quase todos os veículos motorizados que utilizam pneus de borracha.

As respostas dinâmicas do veículo são fruto de excitações que podem ser de fontes externas (irregularidade do pavimento pelo qual o veículo trafega) ou de fontes embarcadas do veículo (motor, sistema de transmissão, conjunto roda/pneu). As respostas dinâmicas do veículo as excitações resultam em vibrações que são percebidas pelos ocupantes do veículo, conforme o fluxo descrito na Figura 3.

Figura 3 – Fluxo do *RIDE*

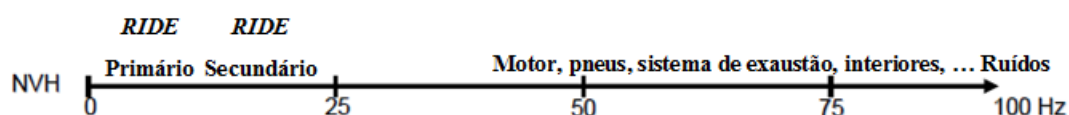


Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992

GENTA e MORELLO (2009) adotam os conceitos atuais da SAE, onde o *RIDE* é dividido em: *RIDE* primário, que são vibrações de baixa frequência (até 5 Hz) relativas a movimentação da carroceria; *RIDE* secundário, que são vibrações de frequências intermediárias (de 5 a 25 Hz) relativas as frequências naturais de subsistemas do veículo. Por estarem abaixo do limite inferior da audição humana (25 Hz), as vibrações do *RIDE* são caracterizadas como *VIBRATION*. As vibrações que ocorrem entre 25 a 100 Hz, que são percebidas primeiramente como ruído, são classificadas como *HARSHNESS*, cuja tradução

adequada seria aspereza, e referem-se aos modos estruturais do veículo e excitações provenientes de fontes embarcadas tais como o motor. O termo *NOISE* (ruído) refere-se a fenômenos acústicos que ocorrem entre 100 Hz a 22 kHz conforme Figura 4.

Figura 4 – Classificação dos fenômenos vibro acústicos atuais pela SAE. (N.V.H.).



Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992

Para compreensão do *RIDE* e da dinâmica vertical de um veículo é essencial o estudo detalhado de cada etapa do fluxo descrito na Figura 3.

3.1.2 Fontes de excitação

Um veículo em condição de tráfego possui diversas fontes de excitação que podem ser divididas em dois grupos. Fontes de excitação provenientes de irregularidades do pavimento no qual o veículo trafega e fontes de excitação embarcadas.

Entre as diversas fontes de vibrações, as irregularidades do pavimento e as vibrações produzidas pelo motor de combustão interna são as que mais se relacionam com o tema desta dissertação e serão estudadas de forma detalhada, as demais fontes não serão abordadas.

3.1.2.1 Irregularidades do pavimento

Segundo GILLESPIE (1992) as irregularidades do pavimento são variações em sua superfície provocadas por falhas devido ao desgaste pelo uso ou desvios randômicos devido à limitação de rígidos parâmetros de controle durante a construção e manutenção destes pavimentos.

Ao passar com suas rodas em pavimentos irregulares com uma determinada velocidade, o perfil de deslocamento das rodas pode ser descrito em função do tempo ou em função do comprimento do pavimento e representado por um espectro de frequência e por um espectro de frequência espacial, respectivamente.

Através da transformada de Fourier as irregularidades do pavimento podem ser descritas como somatórios de senos e cossenos e, assim, convertidas para o domínio da frequência ou frequência espacial. Para converter frequência em frequência espacial basta dividir a frequência pela velocidade que o veículo trafega conforme a equação (1).

$$v = \frac{f}{V} \quad (1)$$

Onde:

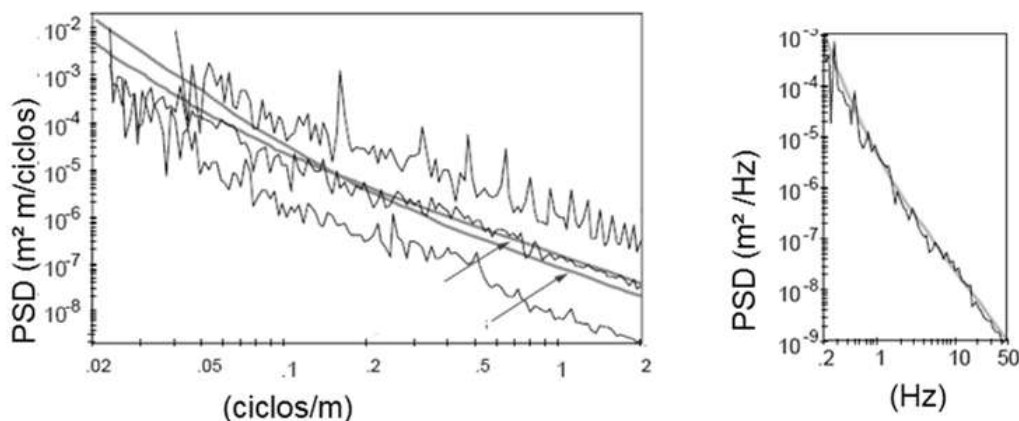
V : Velocidade [m/s]

f : Frequência [Hz]

v : Frequência espacial [$ciclo/m$].

A maneira mais usual de mensurar as irregularidades do pavimento em função da frequência espacial é utilizar a função *Power Spectral Density (PSD)* ou função de densidade espectral de potência, conforme ilustrado na Figura 5. Quanto maior a amplitude da *PSD*, mais irregular é o pavimento e, portanto, pior é a sua qualidade.

Figura 5 – PSD de frequência espacial ou de frequência.



Fonte: GILLESPIE, 1992

Observa-se que a amplitude da *PSD* tende a reduzir com o aumento da frequência. Esse fenômeno é comum a todo tipo de pavimento e pode ser representado pela função descrita pela equação (2).

$$G_z(v) = G_0 \cdot \left[\frac{1 + \left(\frac{v_0}{v} \right)^2}{(2 \cdot \pi \cdot v)^2} \right] \quad (2)$$

Onde:

$G_z(v)$: Amplitude da PSD [$m^2 / (\text{ciclo} / m)$].

G_0 : Constante de irregularidade do pavimento:

$G_0 = 1,25 \cdot 10^5$ para superfície irregulares

$G_0 = 1,25 \cdot 10^6$ para superfícies lisas

v_0 : Frequência espacial de corte [ciclo / m]:

$v_0 = 0,16 \text{ ciclos} / m$ para superfícies a base de asfalto.

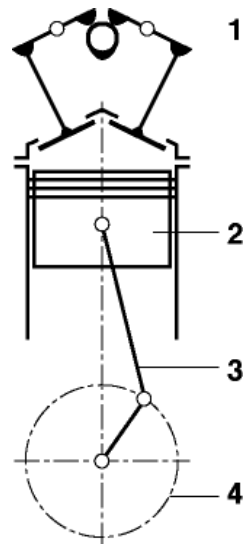
$v_0 = 0,07 \text{ ciclos} / m$ para superfícies a base de cimento.

3.1.2.2 Fonte embarcada – Motor de combustão interna

Segundo BOSCH (2004), o princípio cíclico de operação dos motores de combustão interna de pistão alternativo geram forças desiguais no motor. As forças são devido à pressão exercida pelo do gás e da aceleração e desacelerações dos componentes de transferência de potencia alternativa (partes móveis do motor) que geram forças inerciais. As interações entre as forças do gás e as forças inerciais geram efeitos internos e externos no motor. Os efeitos externos são movimentos resultantes das forças ou momentos livres. Tais movimentos são transmitidos aos suportes do motor sob forma de vibração. Os efeitos internos são resultantes de forças internas periódicas e variáveis que geram vibrações das partes móveis e do bloco do motor.

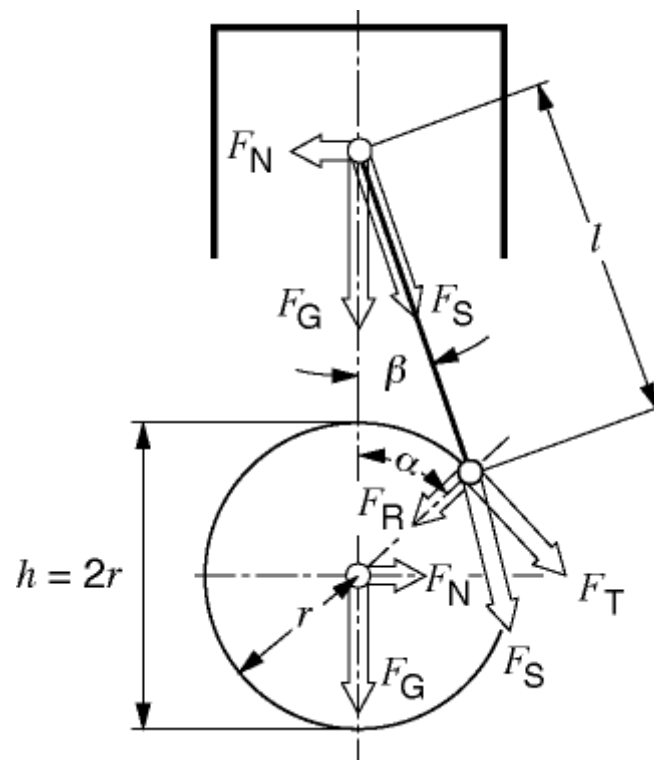
Para compreender a natureza das vibrações é necessário compreender a dinâmica de um único pistão alternativo conforme ilustrado na Figura 6. Os estudos das forças provocados pela pressão dos gases estão ilustrados na Figura 7.

Figura 6 – Partes móveis do motor 1- Comando de válvulas; 2 – Pistão; 3 – Biela; 4 – Manivela.



Fonte: BOSCH, 2004

Figura 7 – Diagrama de forças devido à combustão.



Fonte: BOSCH, 2004

Os parâmetros ilustrados na Figura 7 referentes ao diagrama de forças devido à combustão são:

F_G : Força do gás [N]

F_S : Força da biela [N] dada por:

$$F_S = F_G \cdot \cos(\beta) \quad (3)$$

F_N : Força lateral do pistão. [N] dada por:

$$F_N = F_G \cdot \tan(\beta) \quad (4)$$

r : Raio da manivela [m].

l : Comprimento da biela [m]

F_R : Força radial [N] dada por:

$$F_R = F_G \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (5)$$

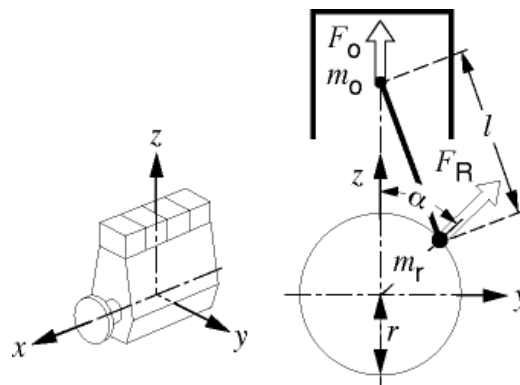
F_T : Força tangencial [N] dada por:

$$F_T = F_G \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos(\beta)} \quad (6)$$

Adotando as relações $\lambda = r/l$, $\sin(\beta) = \lambda \cdot \sin(\alpha)$ e $\cos(\beta) = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha)}$, as equações acima podem ser expressas em termos do ângulo do virabrequim ou da sua velocidade angular.

Os estudos das forças inerciais provocada pela movimentação das partes móveis do motor estão ilustrados na Figura 8.

Figura 8 – Diagrama de forças devido à inércia das partes móveis.



Fonte: BOSCH, 2004

Os principais parâmetros ilustrados na Figura 8 são:

m_0 : massa oscilante [kg] que é definida como a soma da massa do pistão mais um terço da massa da biela.

m_r : massa rotativa [kg] que é a parcela rotativa da massa da manivela mais dois terços da massa da biela.

F_0 : Força inercial oscilante [N], expandida em série de Fourier, dada por:

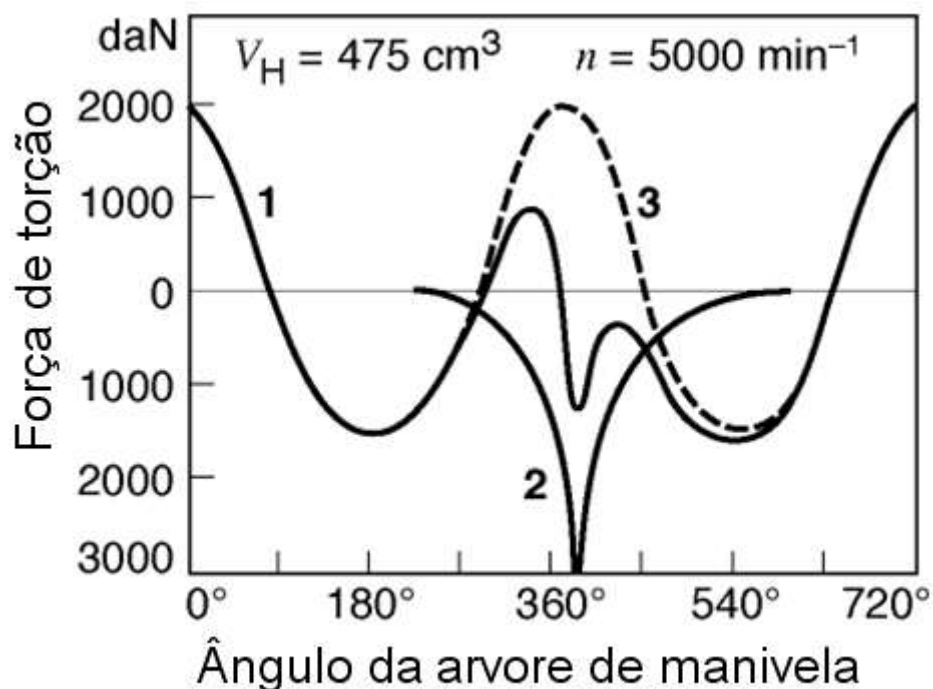
$$F_0 = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) + \dots) \quad (7)$$

F_r : Força inercial rotativa [N] dada por:

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (8)$$

A resultante das forças inércias e da força da combustão resulta na força de torção sobre a manivela conforme ilustrado na Figura 9.

Figura 9 – Força de torção sobre árvore de manivela 1 – Força da combustão 2 – Força do gás 3 – Força resultante.



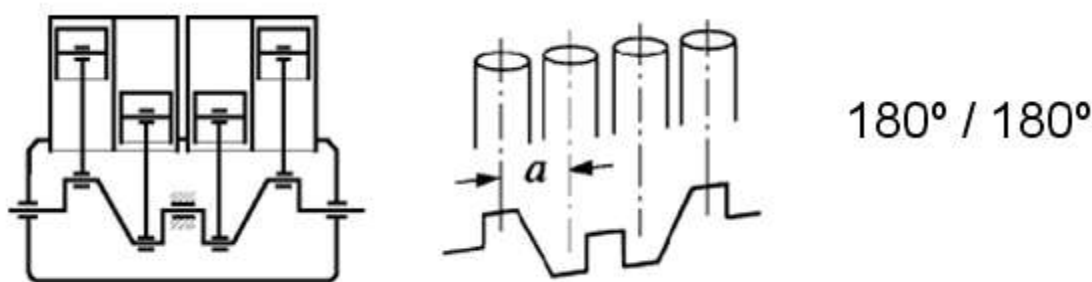
Fonte: BOSCH, 2004

Para motores de combustão interna de múltiplos cilindros as forças de cada cilindro se combinam para produzir um conjugado de forças no eixo da manivela. Portanto as vibrações produzidas por motores de combustão interna de múltiplos cilindros dependem do número de cilindros e da forma com que esses cilindros são dispostos no bloco do motor.

Dependendo do número e da disposição de cilindros há necessidade de realizar um balanceamento onde uma série de medidas são adotadas para compensar parcialmente ou totalmente as forças e momentos resultantes na arvores de manivela.

No caso de um motor com quatro cilindros em linha com os cilindros defasados de 180° (TR), configuração mais utilizada em veículos de passeio no mercado brasileiro, conforme Figura 10, as forças da combustão e as forças de inércia rotativa são equilibradas e as vibrações são produzidas pela resultante das forças inerciais oscilantes de cada cilindro conforme a equação (9):

Figura 10 – Disposição dos cilindros de um motor TR $180/180^\circ$



Fonte: BOSCH, 2004

$$F_0(\text{cilindro}_1) = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha^\circ) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha^\circ) + \dots)$$

$$F_0(\text{cilindro}_2) = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha + 180^\circ) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot (\alpha + 180^\circ)) + \dots)$$

$$F_0(\text{cilindro}_3) = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha + 180^\circ) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot (\alpha + 180^\circ)) + \dots)$$

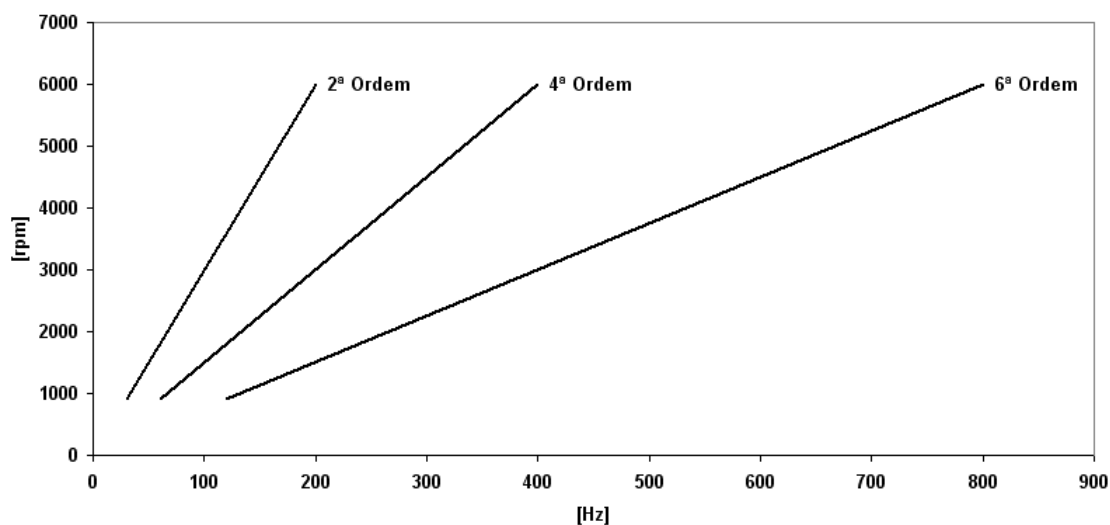
$$F_0(\text{cilindro}_4) = m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha^\circ) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha^\circ) + \dots)$$

$$F_r(L4) = 4 \cdot m_0 \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha) + \dots$$

(9)

Observa-se na equação (9) que os termos da equação referentes às ordens ímpares se anulam e os termos de ordens pares de cada cilindro se somam. Portanto em uma associação de quatro cilindros em linha, com os cilindros defasados em 180° , prevalecem forças resultantes de ordem pares como ilustrado na Figura 11.

Figura 11 – Ordem de um motor de combustão interna de quatro cilindros em linha.



Fonte: Elaborado pelo autor

3.1.3 Subsistemas e componentes dos veículos envolvidos no RIDE

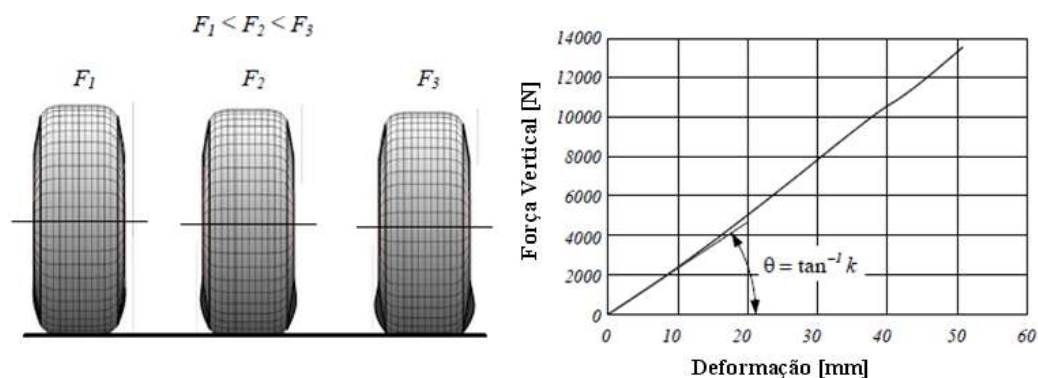
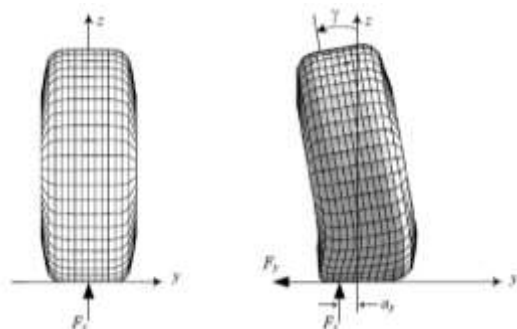
3.1.3.1 Pneu

Segundo REZA (2008) o pneu é o principal componente de interação entre o veículo e o pavimento pelo qual trafega. As características do pneu afetam diretamente a performance do RIDE de veículo.

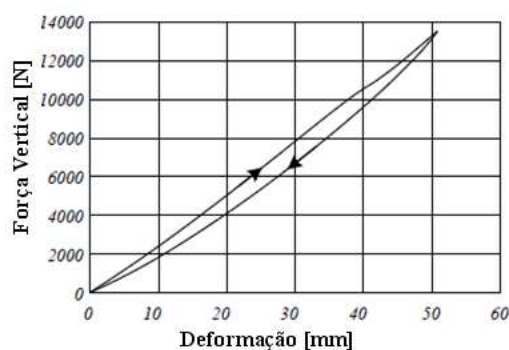
Os parâmetros do pneu que mais influenciam no RIDE são a rigidez vertical e o amortecimento. Para compreensão destes parâmetros é necessário o conhecimento das forças e momentos exercidos sobre o pneu em condições estáticas e dinâmicas.

A rigidez vertical do pneu, em condições estáticas, depende da rigidez da parede lateral do pneu, da rigidez da banda de rolagem, da pressão que o pneu está inflado e dos ângulos de câmbio da suspensão do veículo.

Em condições estáticas a rigidez vertical pode ser obtida experimentalmente através da relação de força vertical imposta no centro da roda e a deformação do pneu como ilustrado na Figura 12.

Figura 12 – Rigidez vertical do pneu com o câmbier zero.**Fonte: REZA, 2008****Figura 13 – Efeitos do câmbier sobre a deformação estática do pneu****Fonte: REZA, 2008**

Como são construídos de borracha os pneus apresentam comportamento viscoelástico, tal propriedade faz com que a curva de força em função da deformação quando o pneu é submetido a uma força vertical seja diferente da curva força em função da deformação quando a mesma força vertical é retirada do pneu. Tal fenômeno é chamado de histerese e é ilustrado na Figura 14.

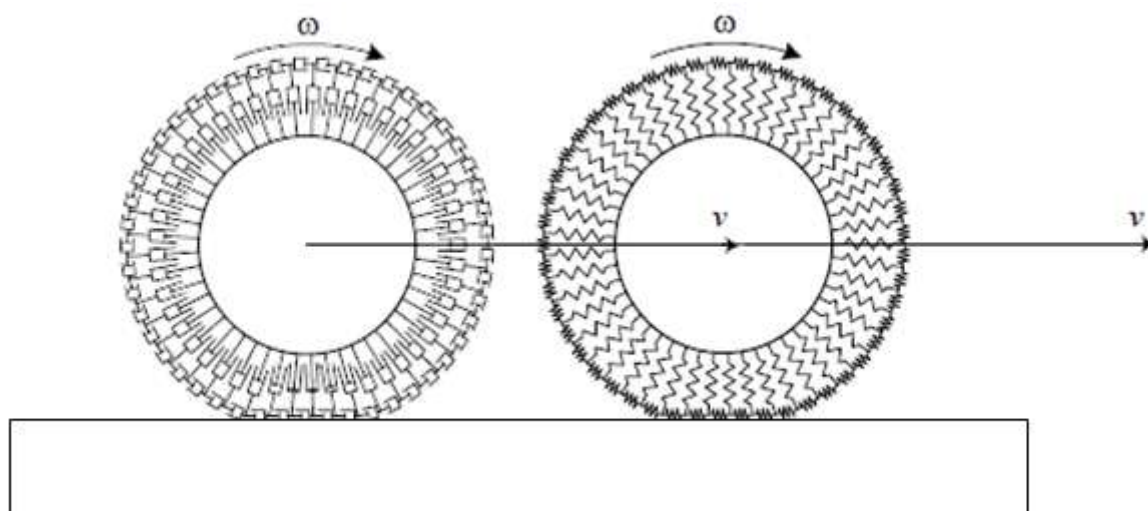
Figura 14 – Histerese do pneu**Fonte: REZA, 2008**

A diferença entre as áreas das curvas de deformação e recuperação do pneu ocorre porque a energia de deformação é maior que a energia de recuperação, e a diferença entre a energia de deformação e a energia de recuperação é a energia dissipada que depende das características mecânicas do pneu e a da temperatura (quanto maior a temperatura, menor é a energia dissipada).

O amortecimento do pneu é uma combinação dos efeitos viscoelásticos da borracha e da pressão na qual é inflado.

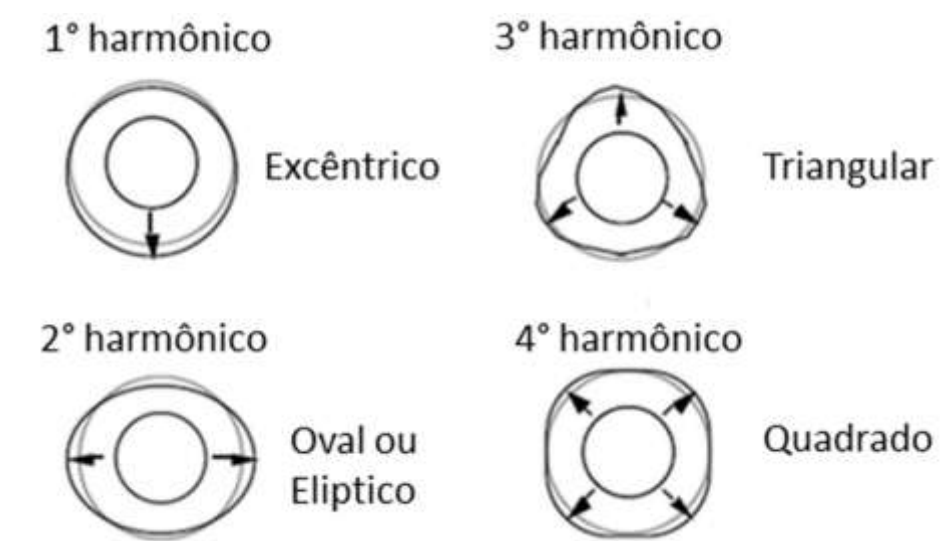
Segundo GILLESPIE (1992) um modelo de pneu constituído de molas em amortecedores distribuídos em um raio, conforme ilustrado na Figura 15, é satisfatório para avaliações de *RIDE*. Neste modelo forças laterais e momentos não são importantes tanto quanto às forças verticais e longitudinais.

Figura 15 – Modelo simplificado do pneu em condição de tráfego.



Fonte: Adaptado de REZA, 2008

Segundo GILLESPIE (1992) os pneus, quando associados ao conjunto roda, e quando estão em revolução também possuem frequência naturais típicas conforme ilustrado na Figura 16.

Figura 16 – Modos de vibrar dos pneus

Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992

O primeiro harmônico tem a forma modal semelhante a uma excentricidade do pneu e ocorre a uma frequência de aproximadamente 10Hz. O segundo harmônico tem a forma modal oval ou elíptica e ocorre a uma frequência de aproximadamente 20Hz. O terceiro harmônico tem a forma modal triangular e ocorre em uma frequência de aproximadamente 30Hz. O quarto harmônico, comum a todos os pneus, tem a forma modal quadrada e ocorre em uma frequência de aproximadamente 40Hz.

3.1.3.2 Suspensão do veículo

A suspensão do veículo é o subsistema que estabelece a conexão da carroceria do veículo com o conjunto roda-pneu.

Segundo GILLESPIE (1992) as principais funções da suspensão do veículo são: Manter os pneus em contato com o pavimento; Reagir às forças produzidas pelos pneus em manobras de aceleração, frenagem e curva no intuito de controlar o veículo; Conter a rolagem do veículo, Fazer com que as rodas acompanhem as irregularidades dos piso pelo qual o veículo trafega e isolar o veículo das vibrações produzidas pelo tráfego sob pisos irregulares. As duas ultimas funções são as mais importantes para o *RIDE*.

3.1.3.2.1 Componentes da suspensão

Os principais componentes que são comuns a quase todos os tipos de suspensões são: Sistemas de molas, Amortecedores, Barras de torção, Elementos estruturais e de ligação, Buchas e Batentes.

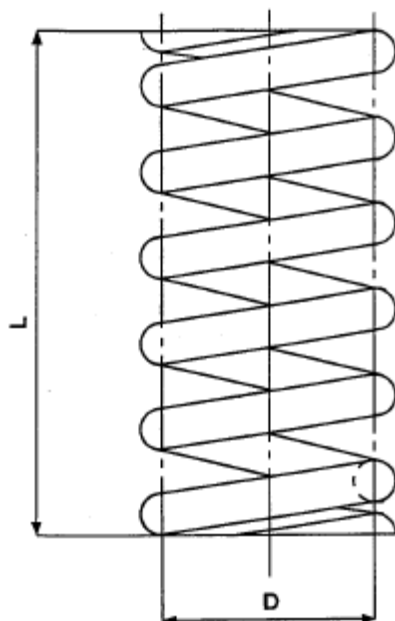
3.1.3.2.1.1 Sistemas de molas

O sistema de molas é o principal elemento de suspensão da carroceria do veículo. Sua função é controlar as variações de carga do veículo, absorver impactos e filtrar as irregularidades do pavimento, garantindo a altura do veículo e o conforto aos ocupantes.

O sistema de molas pode ser constituído de molas helicoidais, feixe de molas e molas a ar.

3.1.3.2.1.1.1 Molas helicoidais

As molas helicoidais são feitas de uma barra de aço especial enrolada em torno de um eixo imaginário em formato de helicóide. Em geral as molas helicoidais trabalham sobre tração e compressão, e eventualmente sofrem uma flexão. Quando a seção transversal da barra ou a distância entre as espiras é uniforme a mola apresenta uma rigidez à compressão linear. O comportamento não linear, eventualmente, é desejado, e é obtido pela variação da seção transversal da barra ou pela variação da distância das espiras.

Figura 17 – Mola helicoidal cilíndrica.

Fonte: CRF, 2007

Para molas helicoidais cilíndricas uniformes a rigidez pode ser calculada através da equação (10):

$$K_m = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot i \cdot D^3} \quad (10)$$

Onde:

K_m : Rigidez da mola [N].

G : Modulo de elasticidade transversal [Pa].

d : Diâmetro da espira [m].

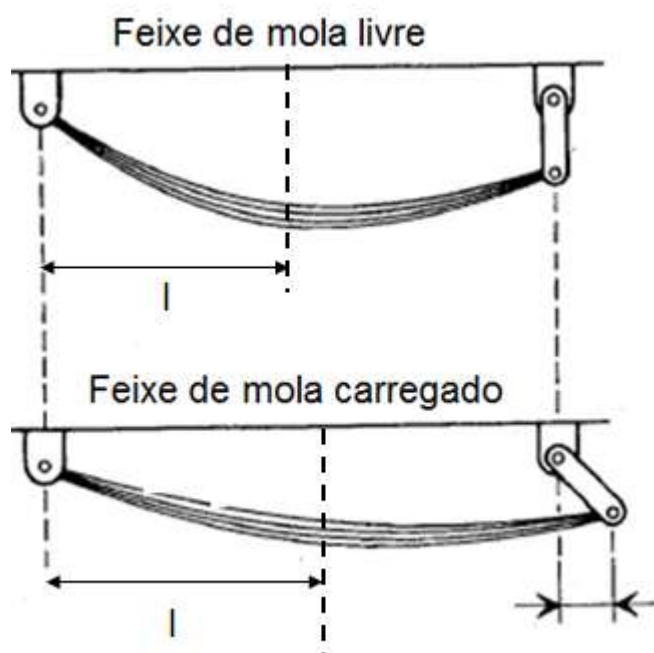
D : Diâmetro da seção cilíndrica [m].

i : Numero de espiras.

3.1.3.2.1.1.2 Feixe de molas

Os feixes de molas são constituídos de uma ou mais lâminas, geralmente feitas de aço, conectados a suspensão por pinos, grampos ou parafusos e conectados a carroceria por buchas e por um elemento de ligação móvel cuja função é absorver a variação do comprimento do feixe de molas durante sua deformação por cargas verticais.

Figura 18 – Feixe de molas



Fonte: CRF 2007

A rigidez do feixe de molas é determinada pela rigidez de flexão das lâminas e pode ser calculada pela equação (11).

$$K_m = \frac{b \cdot s^3}{4 \cdot l^3} \cdot E \quad (11)$$

Onde:

K_m : Rigidez da mola [N/m].

b : Largura da seção transversal das lâminas [m].

s : Altura da seção transversal das lâminas [m].

l : Distância do centro das lâminas aos pontos de fixação da mola [m].

E : Modulo de elasticidade [Pa].

3.1.3.2.1.1.3 Molas a ar

As molas a ar são feitas de uma câmara de parede de borracha, flexível e inflada de ar pressurizado. O volume de ar comprimido sustenta o peso estático do veículo criando uma força de reação. Através de um compressor é possível variar a pressão do ar na câmara

proporcionando um controle da suspensão e um comportamento homogêneo dos veículos em diferentes condições de cargas.

Figura 19 – Mola a ar.



Fonte: CRF, 2007

A rigidez de uma mola a ar pode ser obtida pela equação (12):

$$K_m = \frac{A^2 \cdot np \cdot Pi}{Vol} \quad (12)$$

Onde:

K_m : rigidez [N/m].

A : Área do pistão [m²].

np : coeficiente politrópico (1 para curva isotérmica e 1,4 para curva adiabática).

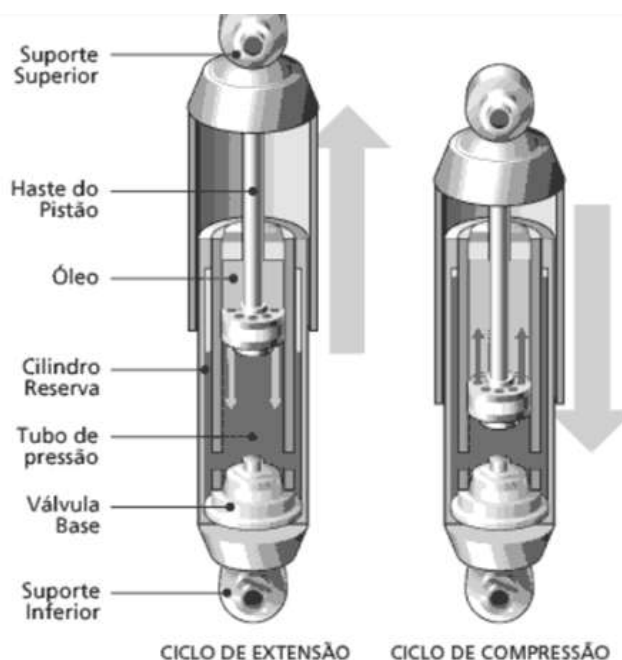
Pi : Pressão interna [Pa].

Vol : Volume [m³].

3.1.3.2.1.2 Amortecedores

Os amortecedores têm como funções principais limitar o curso da suspensão e conter as oscilações do veículo. Em alguns casos, como na suspensão do tipo McPherson, o amortecedor tem uma função estrutural.

Figura 20 – Amortecedores de veículos automotivos



Fonte: HOWSTUFFWORKS, 2005

O amortecimento é obtido pela resistência ao escoamento do fluido por um orifício calibrado ou válvulas. As aberturas das válvulas podem ser ajustadas para fornecer desde curvas de amortecimento lineares ou não lineares conforme os objetivos de conforto e segurança do veículo.

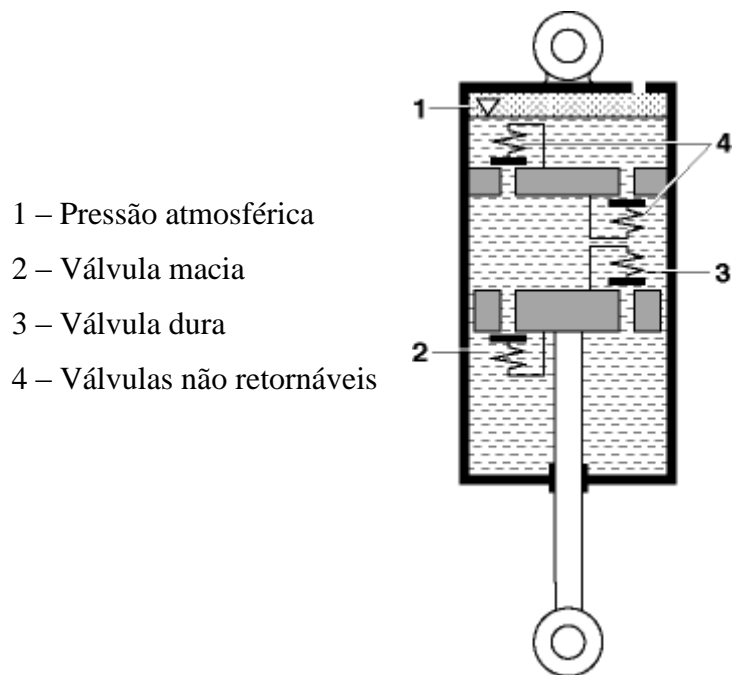
Em geral os amortecedores são projetados para proporcionar conforto em compressão e para ter alto amortecimento em extensão.

No setor automotivo é comum o uso de dois tipos de amortecedores: Amortecedores de tubo simples e amortecedor de tudo duplo.

3.1.3.2.1.2.1 Amortecedores de tudo simples

Amortecedores de tudo simples possuem um pistão móvel para separação e uma câmara pressurizada para compensar o volume de fluido deslocado pela haste do pistão.

Esses amortecedores são de baixo custo, fácil ajuste, podem ser instalados em qualquer posição e a energia é dissipada em forma de calor pelo próprio tubo externo. Como desvantagens, os amortecedores de tudo simples são relativamente longos e não proporcionam respostas suaves devido à pressão interna do amortecedor que é elevada.

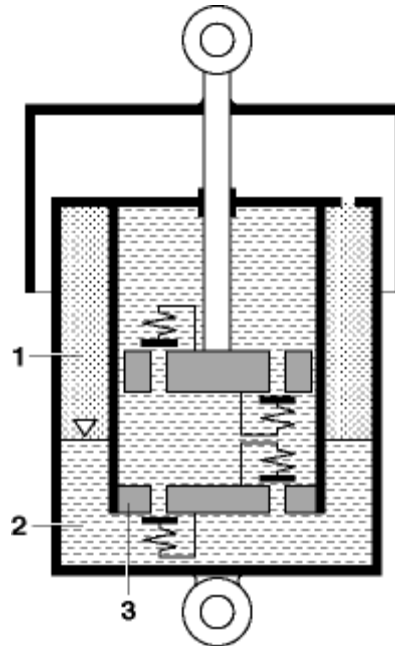
Figura 21 – Amortecedor de tubo simples

Fonte: BOSCH, 2004

3.1.3.2.1.2.2 Amortecedores de tubo duplo

Esses amortecedores possuem uma construção complexa e é disponível nas versões de baixa pressão e pressão atmosférica. Possuem a vantagem de fornecer respostas suaves porém são de alto custo, não pode ser instalado em qualquer posição e são vulneráveis a cavitação.

Figura 22 – Amortecedores de tubo duplo

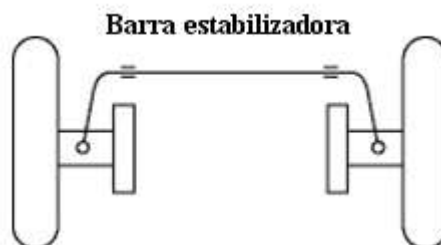


Fonte: BOSCH, 2004

3.1.3.2.1.3 Barras estabilizadoras

Conectadas as rodas direitas e esquerdas do veículo, as barras estabilizadoras têm a função de conter a rolagem da carroceria em manobras de curva com acelerações laterais relativamente altas, atuam somente quando existe movimento assimétrico da suspensão na qual é instalada agregando somente rigidez torcional a suspensão. Em movimentos simétricos as barras estabilizadoras não provocam nenhuma alteração de rigidez vertical na suspensão.

Figura 23 – Barra estabilizadora

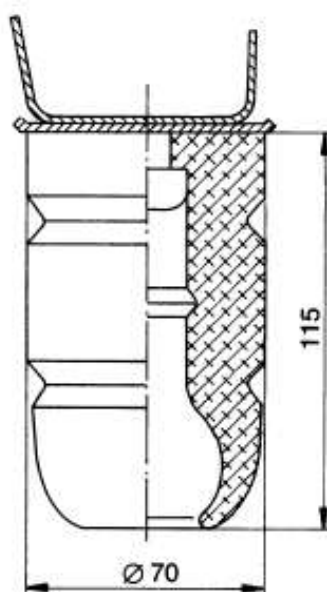


Fonte: BOSCH, 2004

3.1.3.2.1.4 Batentes

Os batentes são elementos elásticos progressivos que acrescentam rigidez a sistema de molas do veículo para quando o veículo sob um determinado acréscimo de carga. Sua função é controlar os movimentos da carroceria em condições de carga e absorver impactos que provocam fim de curso da suspensão limitando os níveis de força e aceleração que chegam a carroceria.

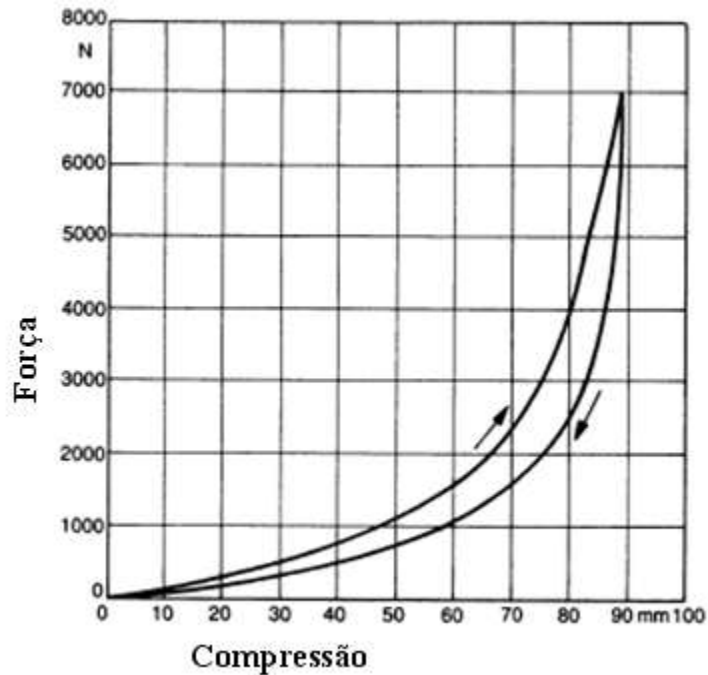
Figura 24 – Batente



Fonte: REIMPELL J.,2001

Na maioria das vezes os batentes são feitos de Cellasto (Elastômero de poliuretano microcelular), e sua rigidez aumenta à medida que é comprimido conforme ilustrado na Figura 25.

Figura 25 – Curva de força por deformação de um batente



Fonte: REIMPELL J.,2001

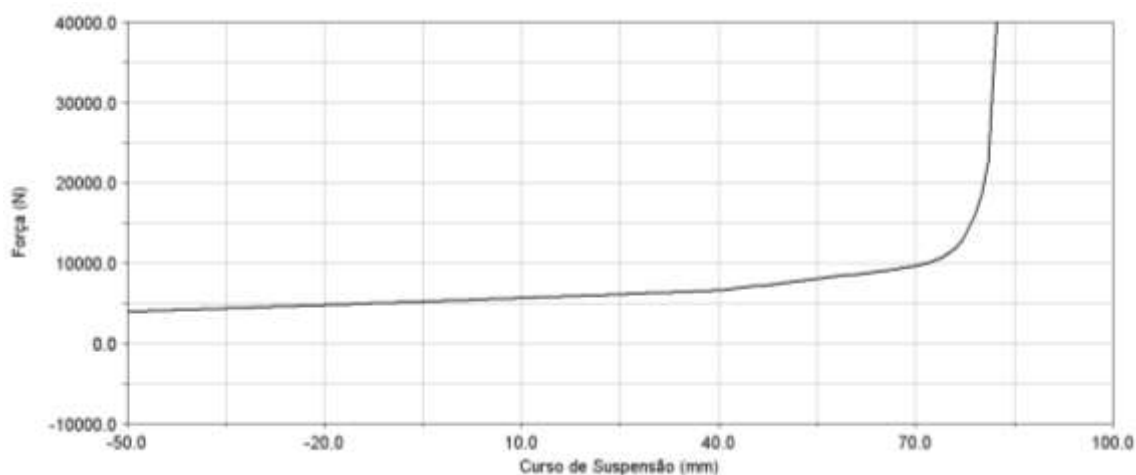
3.1.3.2.2 Conceito de massa não suspensa

Segundo GILLESPIE (1992), a massa não suspensa é a massa equivalente que é capaz de reproduzir as forças inerciais produzidas pela movimentação de todos os componentes não suspensos do veículo.

3.1.3.2.3 Conceito de rigidez a terra

Rigidez a terra é a rigidez da associação de todos os elementos elásticos da suspensão (molas, buchas e batentes). Em geral a rigidez a terra varia de acordo com a condição de carga do veículo e é expressa em função do curso da suspensão como ilustrado na Figura 26.

Figura 26 – Curva de rigidez a terra de uma suspensão



Fonte: Elaborada pelo autor

3.1.3.3 Massa suspensa

A massa suspensa é o conjunto de componentes sustentados pelas suspensões do veículo. Em geral a massa suspensa é composta pela carroceria, bancos, revestimentos, vidros e outros acabamentos da carroceria.

No estudo do RIDE a carroceria pode ser considerado um corpo rígido, pois em geral, suas frequências naturais se encontram acima de 25Hz.

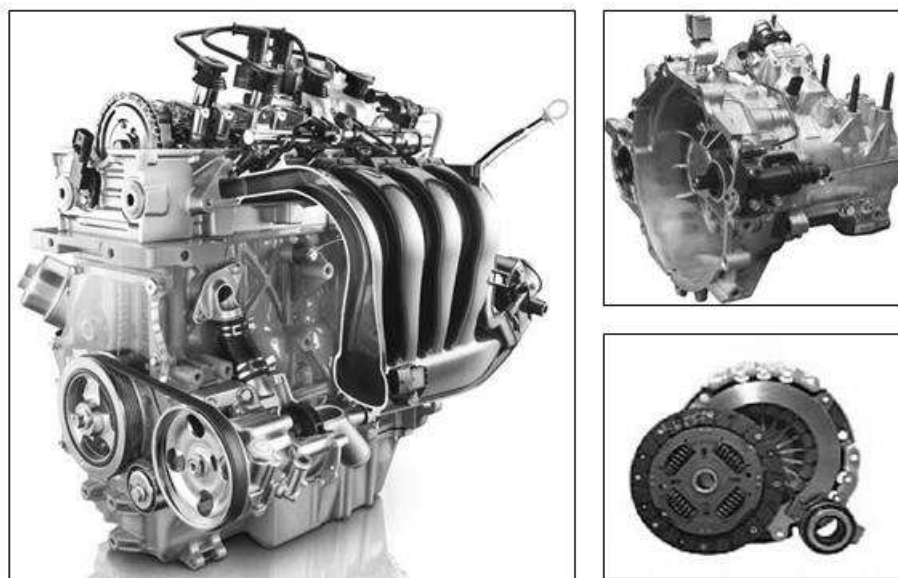
3.1.3.4 Suspensão do propulsor

O sistema de suspensão do propulsor de um veículo automotivo é constituído pelo propulsor, pelos suportes e coxins que o conecta a carroceria do veículo.

3.1.3.4.1 Conjunto Propulsor

Define-se propulsor, na sua forma mais completa, como sendo o conjunto formado pelo motor, câmbio, embreagem, diferencial, bombas e compressores, componentes de descarga, componentes de aspiração e outros acessórios do motor.

Figura 27 – Conjunto propulsor de um veículo automotivo



Fonte: Elaborado pelo autor

O conjunto do propulsor é uma das principais fontes de ruído aéreo, que pode induzir ou amplificar vibrações mecânicas, e tem uma influência significativa no comportamento vibro acústico de um veículo. Pode ser considerado uma massa suspensa com seis modos de vibração de corpo rígido correspondentes aos 6 graus de liberdade que o conjunto pode se movimentar. Quando amplificados pelo próprio funcionamento motor ou por irregularidades do pavimento no qual o veículo trafega, esses seis modos de corpo rígidos podem ser percebidos pelos ocupantes como problemas de vibrações mecânicas. O estudo mais detalhado dos seis modos de corpo rígido do conjunto propulsor é abordado com mais detalhes no decorrer desta dissertação.

3.1.3.4.2 Funções da suspensão do propulsor

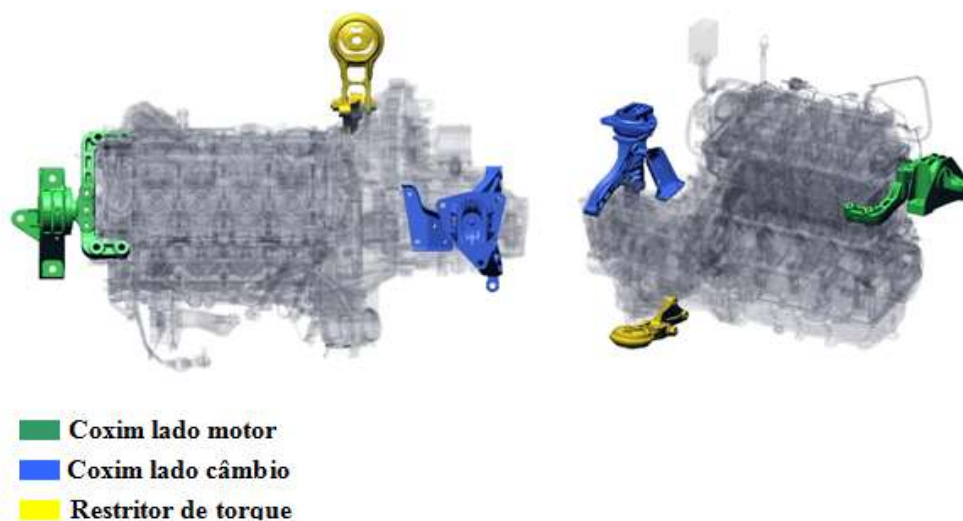
O sistema de suspensão do propulsor tem como função principal isolar a carroceria das forças dinâmicas geradas pelo motor em regime de funcionamento. No entanto existem outras funções básicas que afetam diretamente o desempenho do veículo. No campo de conforto acústico a suspensão do motor tem como função limitar os ruídos produzidos por ele. No campo de conforto vibracional a suspensão do propulsor tem como funções: Limitar as vibrações provenientes das irregularidades do terreno no qual o veículo trafega; Limitar as vibrações do regime de marcha lenta do motor; Limitar as vibrações produzidas pelo

acionamento e desligamento do motor. E no que se refere à segurança veicular a suspensão do propulsor deve conter os deslocamentos do propulsor em condições de operação do veículo bem como preservar a integridade do próprio sistema e dos ocupantes em caso de colisões.

3.1.3.4.3 Componentes da suspensão do propulsor

O conjunto da suspensão do propulsor é constituído basicamente de elementos elásticos, de amortecimento e de elementos estruturais.

Figura 28 – Suspensão do propulsor



Fonte: Elaborado pelo autor.

Os principais elementos elásticos e de amortecimento são:

- Coxins convencionais de elastômeros (Figura 31).
- Coxins hidráulicos (Figura 30).

Os principais elementos estruturais são:

- Suportes.
- Restritores de torque (Figura 29).
- Elementos de conexão.

Figura 29 – Restritor de torque



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 30 – Coxim hidráulico



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 31 – Coxim de elastômero



Fonte: Elaborado pelo autor

3.1.3.4.4 Tipologias de suspensão motor

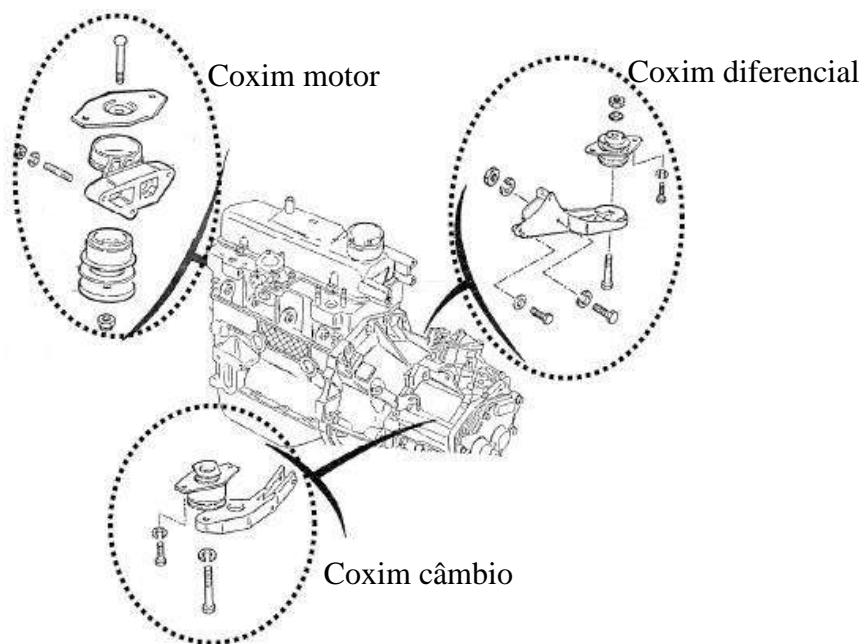
Existem diversos tipos de tipologias de suspensão do propulsor. Em geral as suspensões são classificadas quanto ao número de suportes que sustentam o propulsor. Os tipos mais comuns são:

- Suspensão do propulsor com três suportes.
- Suspensão do propulsor com dois suportes e um retentor de torque.
- Suspensão do propulsor com quatro suportes.

3.1.3.4.5 Suspensão do propulsor com três suportes.

Nesta tipologia a massa do propulsor é sustentada por três suportes e a reação do torque do motor é sustentada pelas rigidezes verticais dos três coxins.

Figura 32 – Suspensão do propulsor com três coxins.

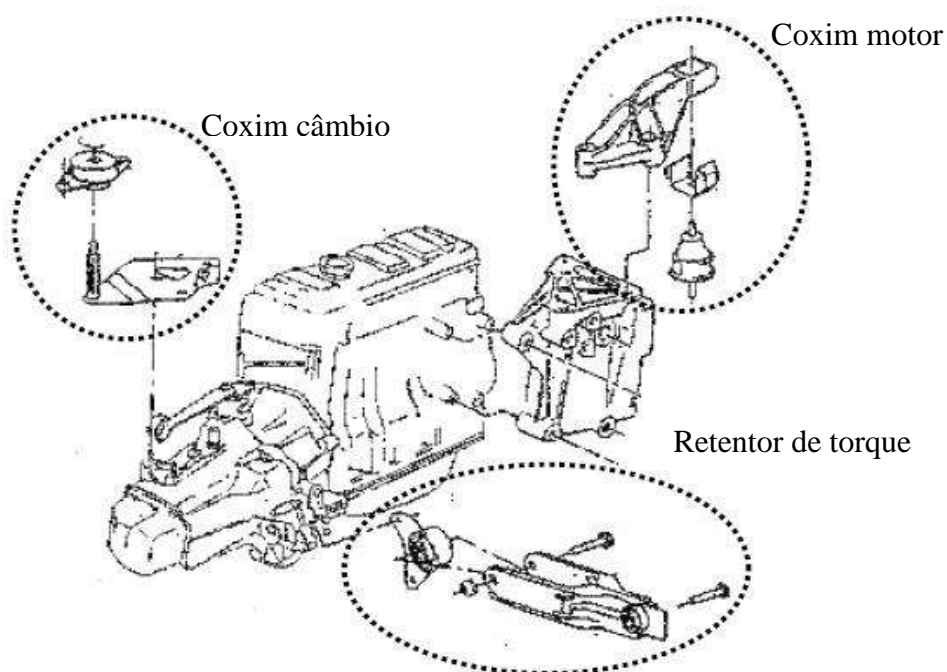


Fonte: CRF, 2007

3.1.3.4.6 Suspensão do propulsor com dois suportes e um retentor de torque

Nesta tipologia a massa do propulsor é sustentada por apenas dois suportes e o torque do motor é contido por um retentor de torque. Para motores de torque elevado utiliza-se outro retentor de torque.

Figura 33 – Suspensão do propulsor com dois coxins e um retentor de torque.

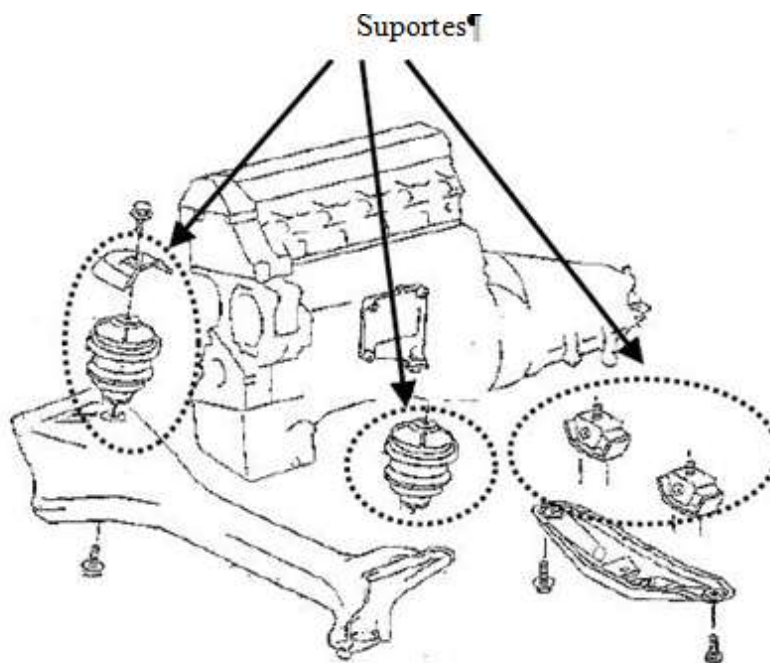


Fonte: CRF, 2007

3.1.3.4.7 Suspensão do propulsor com quatro suportes

Nesta tipologia a massa do propulsor é sustentada por quatro suportes. Em geral é utilizada para veículos cujo motor é instalado no sentido longitudinal.

Figura 34 – Suspensão do propulsor com quatro coxins



Fonte: CRF, 2007

3.1.3.4.8 Parâmetros para o dimensionamento de uma suspensão do propulsor.

Os principais parâmetros envolvidos para que a suspensão do conjunto propulsor alcance o desempenho desejado são:

- Rigidez estática linear dos coxins.
- Rigidez estática não linear dos coxins.
- Rigidez dinâmica dos coxins.
- Propriedades de amortecimento dos coxins.
- Rigidez dinâmica dos elementos estruturais.
- Frequências naturais dos elementos estruturais.

3.1.3.4.9 Características dinâmicas dos elastômeros

A exemplo dos pneus os coxins são feitos de elastômeros e apresentam viscoelasticidade e, sendo assim, apresentam características dinâmicas.

Para compreender as características dinâmicas de um coxim convencional feito de elastômero é essencial compreender o modelo de Kelvin Voigt.

O modelo de Kelvin-Voigt, Figura 35, é constituído de uma mola em paralelo com o amortecedor onde:

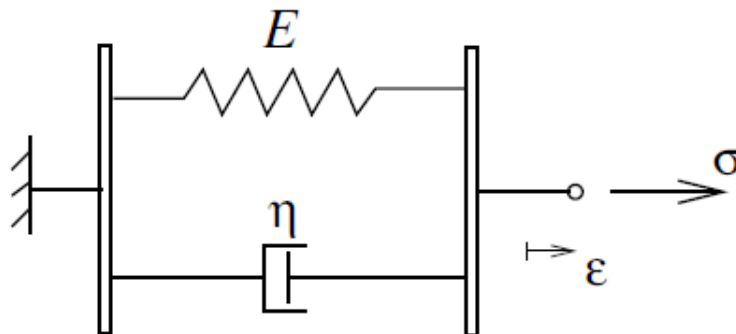
σ : Tensão [N/m²].

ε : Deformação.

E : Modulo de elasticidade [N/m²].

η : Coeficiente de viscosidade [Ns/m²].

Figura 35 – Modelo de Kelvin-Voigt



Fonte: Elaborado pelo autor

3.1.3.4.9.1 Fluência

A tensão pode ser obtida pela soma da elasticidade com a viscoelasticidade conforme a equação (13).

$$\sigma = E \cdot \varepsilon + \eta \cdot \dot{\varepsilon} \quad (13)$$

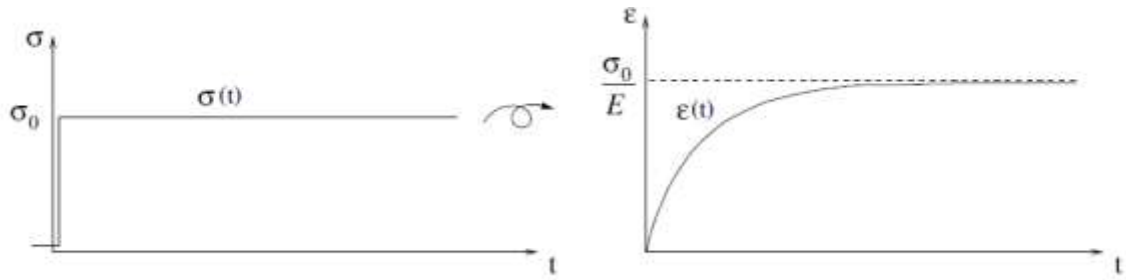
A solução da equação diferencial é dada pela equação (14)

$$\varepsilon = Cte \cdot e^{-\frac{E}{\eta} t} \quad (14)$$

Admitindo que $\frac{\sigma_0}{E}$ também é solução a combinação linear das duas soluções também é solução, aplicando as condições iniciais $t = 0$ e $\varepsilon = 0$ chega-se a equação (15).

$$\varepsilon = \frac{\sigma_0}{E} \cdot \left(1 - e^{-\frac{E}{\eta} t} \right) \quad (15)$$

Figura 36 – Fluência dos elastômeros



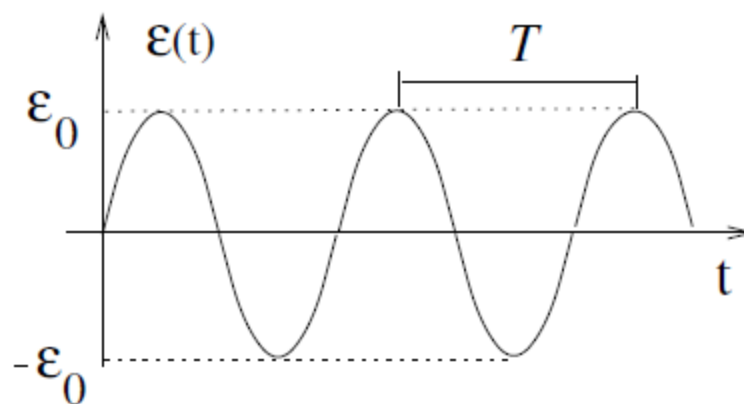
Fonte: Elaborado pelo autor

3.1.3.4.9.2 Elasticidade dinâmica

Aplicando uma deformação cíclica, equação (16), e ilustrada na Figura 37, no modelo de Kelvin-Voigt.

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot \text{sen}(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (16)$$

Figura 37 – Deformação cíclica



Fonte: Elaborado pelo autor

Derivando a equação (16) temos:

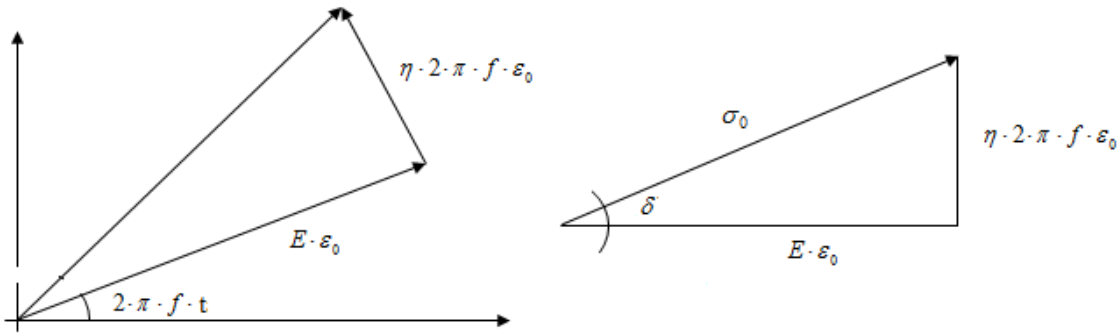
$$\dot{\varepsilon} = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \varepsilon_0 \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (17)$$

Substituindo as equações (16) e (17) na equação (13) temos:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_0 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) + \eta \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \varepsilon_0 \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (18)$$

Utilizando as relações trigonométricas ilustradas na Figura 38, transformamos a equação (18) na equação :

Figura 38 – Relações trigonométricas entre a Elasticidade e a Viscoelasticidade.



Fonte: Elaborada pelo autor

$$\sigma = \sigma_0 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + \delta) \quad (19)$$

Onde:

$$\sigma_0 = \varepsilon_0 \cdot \sqrt{E^2 + (2 \cdot \pi \cdot f \cdot \eta)^2} \quad (20)$$

$$\tan(\delta) = \frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \eta}{E} \quad (21)$$

O ângulo δ é a defasagem entre a elasticidade e a viscoelasticidade e é chamado de ângulo de perda. Desta forma a rigidez dinâmica é dada pela equação (22).

$$Edyn(f) = \frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \eta}{\tan(\delta)} \quad (22)$$

Por analogia o amortecimento do elastômero pode ser calculado pela equação (23)

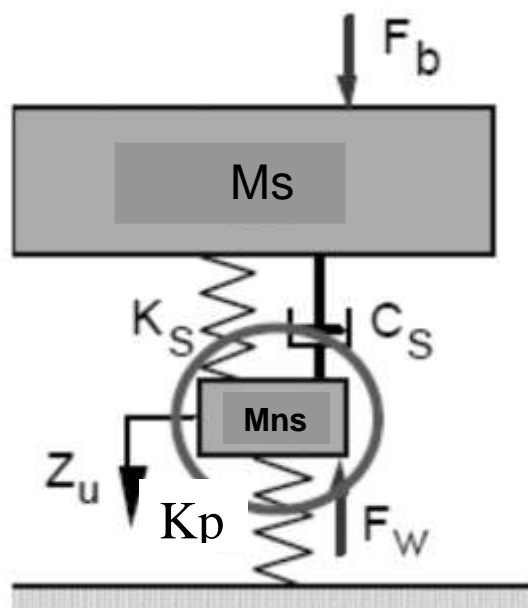
$$C = \frac{Kdyn \cdot \tan(\delta)}{2 \cdot \pi \cdot f} \quad (23)$$

3.1.4 Respostas dinâmicas do veículo

3.1.4.1 Frequências naturais de corpo rígido da massa não suspensa

GILLESPIE (1992) usa um modelo do tipo *QUARTER CAR* para calcular a frequência vertical de massa não suspensa conforme ilustrado na Figura 39.

Figura 39 – Modelo *QUARTER CAR*



Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992

O modelo *QUATER CAR*, como sugere o nome, representa a quarta parte de um veículo completo sendo constituído pelos seguintes parâmetros:

M_s : Massa suspensa [Kg].

M_{ns} : Massa não suspensa [Kg].

K_s : Rigidez a terra da suspensão [N/m].

C_s : Amortecimento da suspensão [Ns/m].

K_p : Rigidez vertical do pneu [N/m].

Z_u : Grau de liberdade vertical da massa não suspensa.

A frequência natural do modo vertical da massa não suspensa pode ser aproximada pela equação (24).

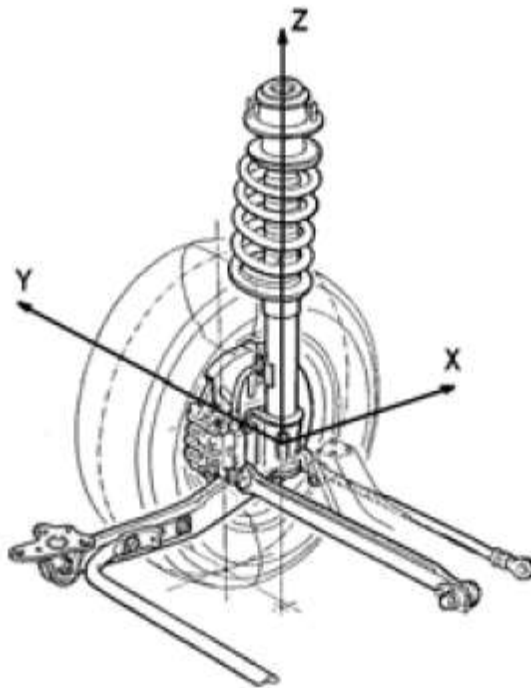
$$F_{_Mns} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{Kp + Ks}{Mns}} \quad (24)$$

Onde:

$F_{_Mns}$: Frequência natural do modo vertical da massa não suspensa [Hz].

No veículo as massas não suspensas possuem mais de uma frequência natural e tais frequências dependem da tipologia da suspensão, da combinação das massas e características inerciais dos seus componentes e da rigidez dos elementos elásticos a ela conectados. Para determinar tais frequências é preciso de modelos mais complexos tais como o da que ilustra um modelo de uma suspensão anterior do tipo McPherson.

Figura 40 – Modelo matemático de uma suspensão McPherson



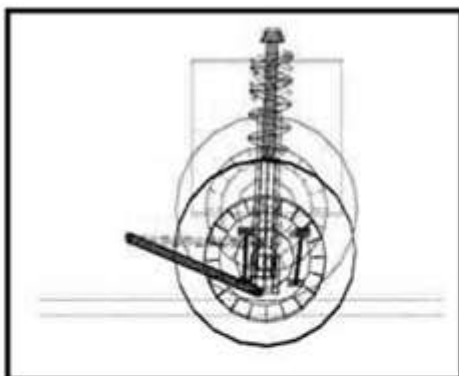
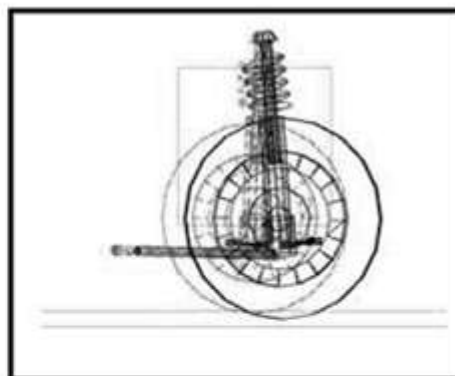
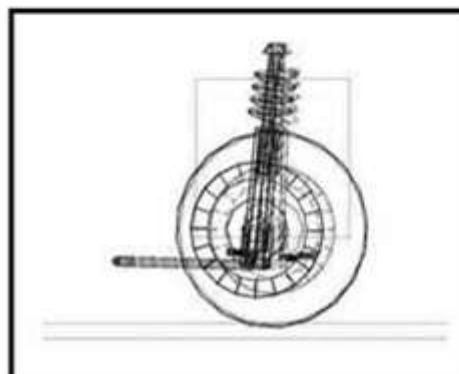
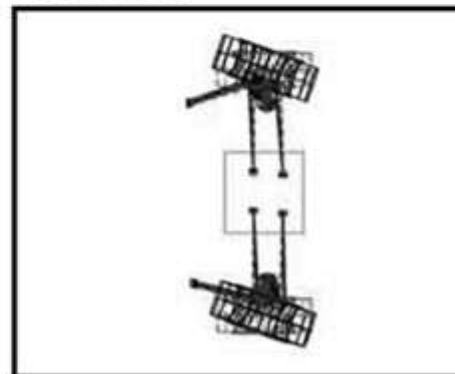
Fonte: CRF, 2007

Para a suspensão do tipo McPherson as principais frequências naturais de massa não suspensa podem ser vista na Tabela 1 e na Figura 41.

Tabela 1 – Modos de vibrar da suspensão do tipo McPherson

Modo	Direção	Descrição
1	Z	Modo vertical simétrico da massa não suspensa
2	Z	Modo vertical assimétrico da massa não suspensa
3	X	Modo longitudinal assimétrico da massa não suspensa
4	X	Modo longitudinal simétrico da massa não suspensa
5	Rz	Rotação em torno do eixo Z da massa não suspensa
6	X+RY	Primeiro modo do Pneu
7	Z	Modo da aste do amortecedor
8	Y	Modo lateral do braço
9	Y	Modo lateral da massa não suspensa
10	Z	Modo vertical do Pneu

Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 41 – Modos de vibrar da suspensão do tipo McPherson**MODO 1****MODO 4****MODO 6****MODO 5**

Fonte: CRF, 2007

Embora exista mais de uma frequência natural para as suspensões, o modo vertical é suficiente para o objetivo desta dissertação, os demais modos podem ser desconsiderados por ocorrerem em frequências superiores a do *RIDE*.

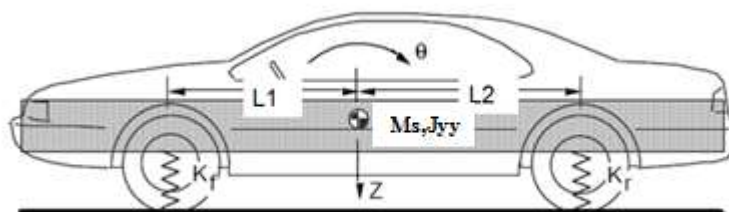
3.1.4.2 Frequências naturais de corpo rígido da massa suspensa

No que diz a respeito ao *RIDE* a massa suspensa pode ser considerada um corpo rígido com 3 graus de liberdade, representando uma translação vertical chamada de *BOUNCE*, uma rotação em torno do eixo lateral do veículo chamada de *PITCH* e uma rotação em torno do eixo longitudinal do veículo chamada de *ROLL*.

3.1.4.2.1 Frequências naturais de *PITCH* e *BOUNCE*.

Os movimentos de *PITCH* e *BOUNCE* da massa suspensa são controlados pelas rigidezes dos eixos anterior e posterior, pelas características inerciais da massa suspensa (massa e momento de inércia em relação ao eixo lateral) e pelas distâncias dos eixos ao centro de gravidade da massa suspensa). Para compreender os movimentos de *PITCH* e *BOUNCE*, GILLESPIE (1992) propõe um modelo simplificado ilustrado na Figura 42.

Figura 42 – Movimentos de *PITCH* e *BOUNCE*



Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992

Onde:

M_s : Massa suspensa [Kg].

J_{yy} : Momento de inércia em relação ao eixo lateral do veículo [Kg m²].

K_f : Rigidez a terra do eixo anterior [N/m].

K_r : Rigidez a terra do eixo posterior [N/m].

L_f : Distancia do centro de massa ao eixo anterior [m].

L_r : Distancia do centro de massa ao eixo posterior [m].

Z : Grau de liberdade vertical da massa suspensa *BOUNCE*.

θ : Grau de liberdade de rotação em torno do eixo lateral da massa suspensa *PITCH*.

As frequências naturais de podem *PITCH* e *BOUNCE* ser calculas pelas equações (25) e (26) abaixo:

$$f_1 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{AA + Y}{2} - \sqrt{\frac{(AA - Y)^2}{4} + \frac{B^2}{R^2}}} \quad (25)$$

$$f_2 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{AA + Y}{2} + \sqrt{\frac{(AA - Y)^2}{4} + \frac{B^2}{R^2}}} \quad (26)$$

Os valores de R^2 , AA , B e Y são definições matemáticas dadas por:

$$R^2 = \frac{J_{yy}}{M_s} \quad (27)$$

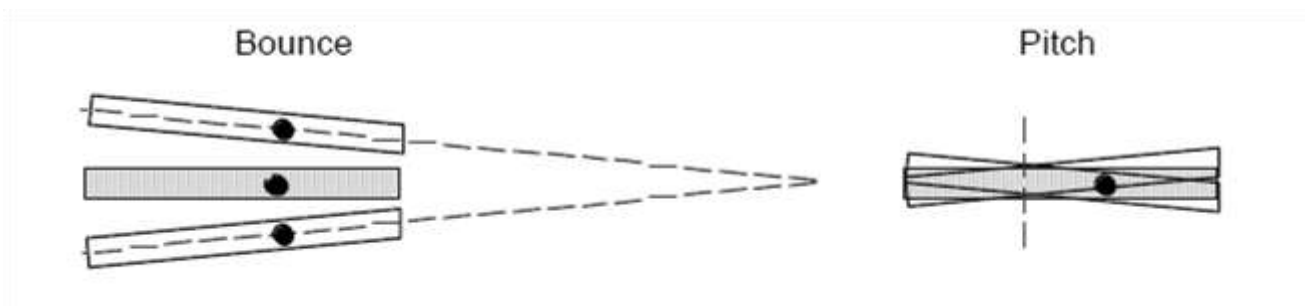
$$AA = \frac{K_f + K_r}{M_s} \quad (28)$$

$$B = \frac{K_f \cdot L_f - K_r \cdot L_r}{M_s} \quad (29)$$

$$Y = \frac{K_f \cdot L_f^2 - K_r \cdot L_r^2}{J_{yy}} \quad (30)$$

Os dimensionamentos dos parâmetros de rigidezes e da distribuição da massa suspensa nos eixos podem definir se os modos de *PITCH* e *BOUNCE* serão desacoplados ou acoplados entre si.

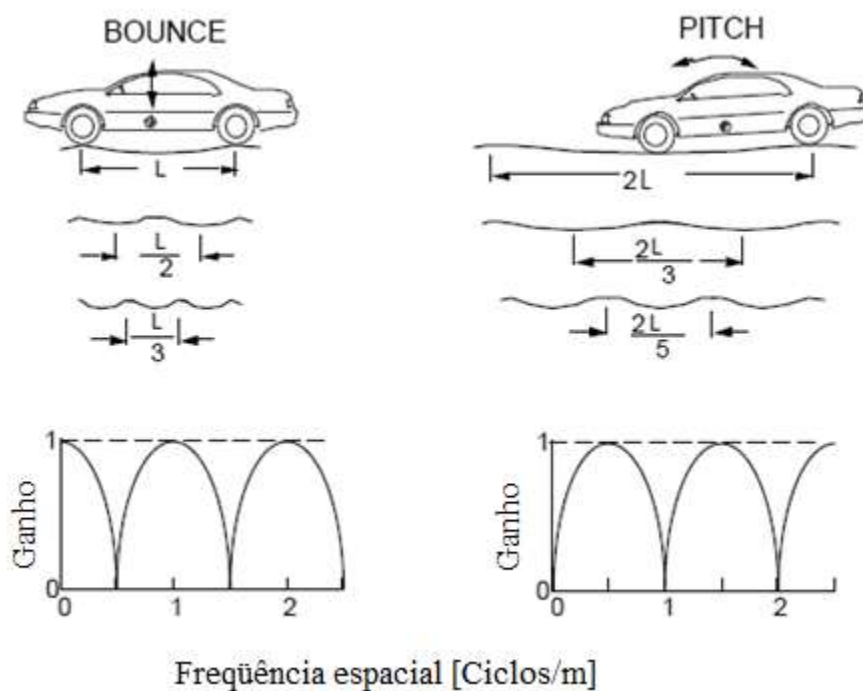
Figura 43 – Movimentos de *PITCH* e *BOUNCE*



Fonte: GILLESPIE, 2010

Os modos de *PITCH* e *BOUNCE* podem ser excitados isoladamente em pistas senoidais determinadas em função da distância entre eixos do veículo e da velocidade conforme ilustrado na Figura 44

Figura 44 – Movimentos de *PITCH* e *BOUNCE* em pistas senoidais.

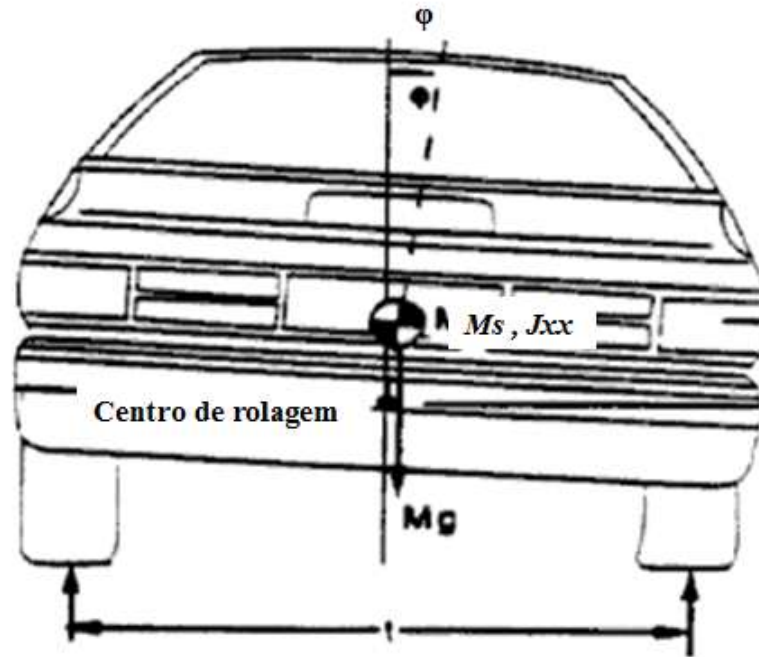


Fonte: Adaptado de GILLESPIE (1992)

3.1.4.2.2 Frequência natural de *ROLL*

Diferente das frequências de *PITCH* e *BOUNCE* que podem ser calculadas através de modelos matemáticos simplificados, a frequência natural de *ROLL* depende da tipologia das suspensões do veículo e se o veículo em questão possui ou não barras estabilizadoras ou qualquer outro elemento que ofereça uma resistência ao rolamento da massa suspensa em torno do eixo longitudinal do veículo.

Figura 45 – Movimento de *ROLL* da massa suspensa



Fonte: GILLESPIE, 1992

De uma forma genérica a frequência natural de ROLL pode ser calculada através da equação (31) abaixo:

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{KT}{J_{xx}}} \quad (31)$$

Onde:

KT : Rigidez torcional da massa não suspensa provocada pelos componentes de suspensão [Nm/rad].

J_{xx} : Momento de inércia em relação ao eixo longitudinal do veículo [Kg m²].

Para veículos de suspensões anterior e posterior independentes e com barras estabilizadoras o KT pode ser calculado pela equação (32):

$$KT = \frac{(K_f + K_{bf}) \cdot T_f^2 + (K_r + K_{br}) \cdot T_r^2}{2} \quad (32)$$

Onde:

K_f : Rigidez a terra do eixo anterior [N/m].

K_r : Rigidez a terra do eixo posterior [N/m].

K_{bf} : Rigidez da barra estabilizadora do eixo anterior [N/m].

Kbr : Rigidez da barra estabilizadora do eixo posterior [N/m].

Tf : Bitola do eixo anterior [m].

Tr : Bitola do eixo posterior [m].

φ : Grau de liberdade de rotação da massa suspensa em torno do eixo longitudinal (*ROLL*).

Para veículos de suspensão anterior independente e posterior dependente com eixo rígido e ambas suspensões com barras estabilizadoras o KT pode ser calculado pela equação:

$$KT = \frac{(Kf + Kbf) \cdot Tf^2 + Km \cdot Tm^2 + Kbr \cdot Tr^2}{2} \quad (33)$$

Onde:

Tm : Bitola calculada entre as molas da suspensão [m].

3.1.4.2.3 Objetivos modais para as frequências de massa suspensa

Para garantir um bom desempenho no *RIDE*, GILLESPIE (1992) recomenda que a frequência de *BOUNCE* seja menor ou igual à frequência de *PITCH* e que ambas as frequências sejam menores que 1.3 Hz. Neste caso a frequência de *ROLL* deverá ser próxima das frequências de *PITCH* e *BOUNCE*.

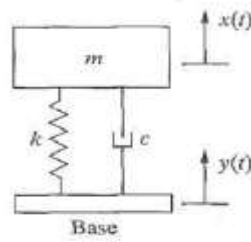
3.2 Teoria de Vibrações Mecânicas

3.2.1 *Sistemas excitados pela base*

O conceito de sistemas excitados pela base é essencial para a compreensão de como a dinâmica do conjunto propulsor sobre seus coxins afetam e são afetados pela dinâmica do veículo.

A conceituação teórica pode ser compreendida compreendendo a dinâmica de um sistema massa, mola e amortecedor apoiado sobre uma base móvel conforme ilustrado na Figura 46.

Figura 46 – Sistema massa, mola e amortecedor apoiado sobre uma base móvel



Fonte: Inman 2007

Por somatório de forças chega-se a equação diferencial que rege o movimento do sistema é dada pela equação (34)

$$m \cdot \ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (34)$$

Assumindo uma movimentação da base como uma função harmônica dada pela equação (35).

$$y(t) = Y \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (35)$$

Desta forma a equação diferencial é representada pela equação (36).

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = c \cdot Y \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) + k \cdot Y \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (36)$$

Dividindo a equação (36) pela massa chega-se a equação (37)

$$\ddot{x} + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{x} + \omega_n^2 \cdot x = 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \omega \cdot Y \cdot \cos(\omega \cdot t) + \omega_n^2 \cdot Y \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (37)$$

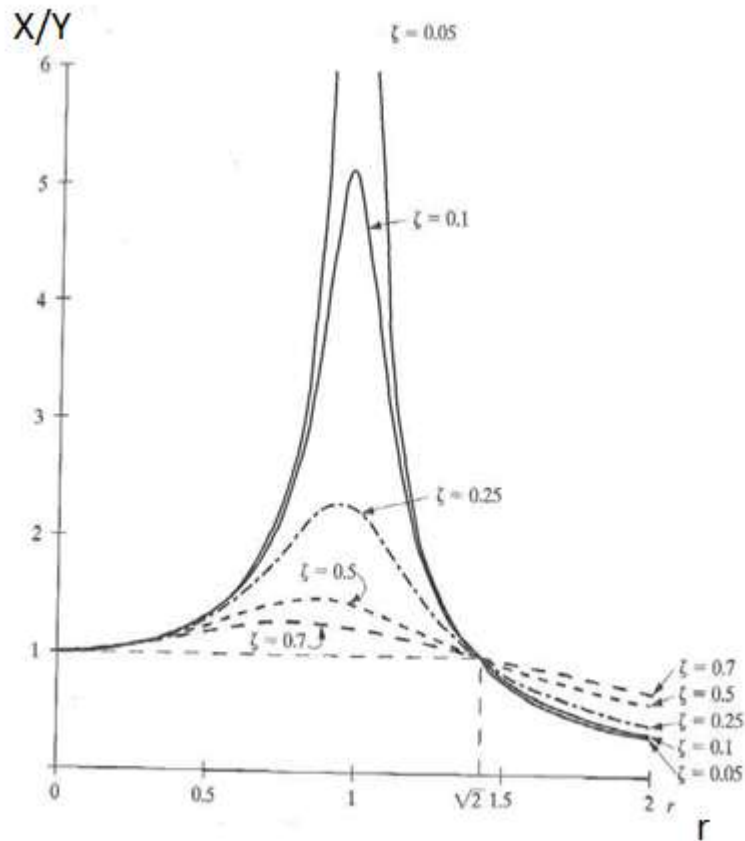
A relação entre a amplitude do sistema X e a amplitude do deslocamento da base Y pode ser expressa pela equação (38), e representa a amplificação do deslocamento do sistema em relação ao deslocamento da base.

$$\frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{1 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (38)$$

Adotando a razão entre as frequências chega-se a equação (36) e ilustrada graficamente pela Figura 47.

$$\frac{X}{Y} = \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}{(1 - (r)^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}} \quad (39)$$

Figura 47 – Transmissibilidade de deslocamento de um sistema excitado pela base



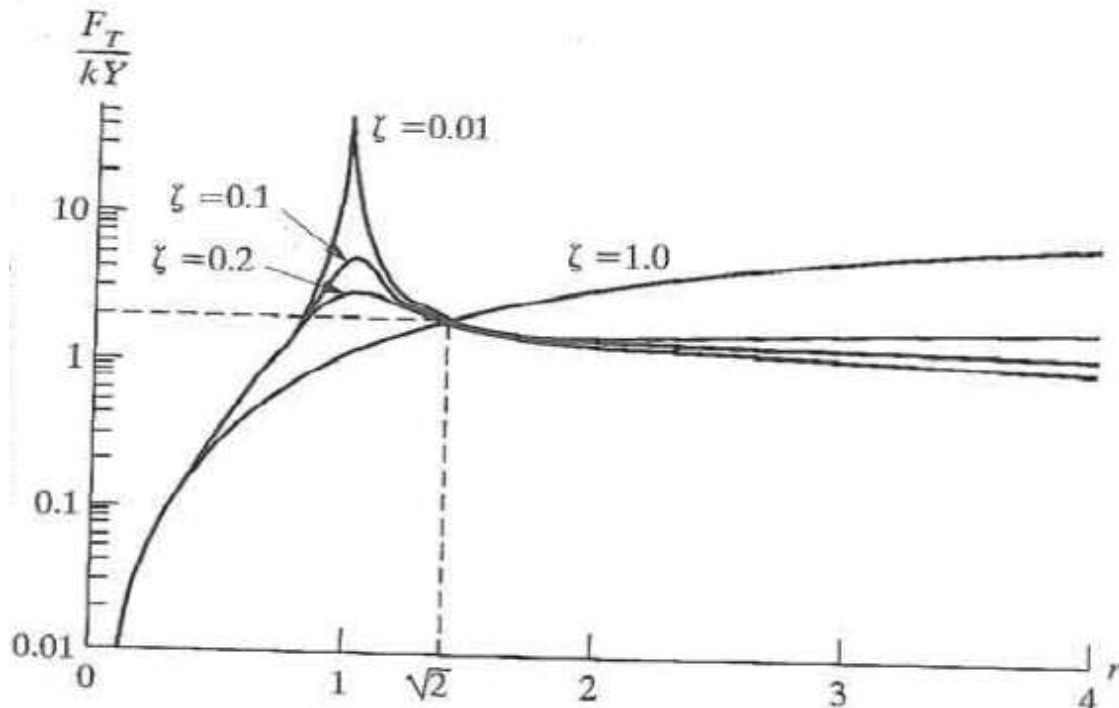
Fonte: Inman 2007

Observa-se na Figura 47, que quando a razão de frequências é igual a 1, ou seja quando existe uma ressonância, a amplificação da resposta do sistema é máxima. Quando a razão de frequência é igual a $\sqrt{2}$, não existe amplificação entre a base e o sistema.

A força transmitida da base para o sistema pode ser expressa pela equação (40) e ilustrada graficamente pela Figura 48.

$$\frac{F}{K \cdot Y} = r^2 \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}{(1 - (r)^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}} \quad (40)$$

Figura 48 – Transmissibilidade de força de um sistema excitado pela base



Fonte: Inman 2007

3.2.2 Análise modal

O procedimento de análise modal descrito nesse tópico é a conceituação teórica utilizada para determinar os modos de vibrar de um propulsor. Dado um sistema de múltiplos graus de liberdade descrito na forma matricial pela equação (41).

$$[M] \cdot \{\ddot{X}\} + [K] \cdot \{X\} = 0 \quad (41)$$

Para se obter as frequências naturais e os modos de vibração do modelo deve-se extrair os autovalores e autovetores da matriz de rigidez global que pode ser calculada pela equação (42).

$$[K_{tiu}] = [M]^{1/2} \cdot [K] \cdot [M]^{1/2} \quad (42)$$

As raízes quadradas dos termos da matriz de autovalores definem as frequências naturais angulares do sistema e os autovetores normalizados associados aos seus respectivos autovalores definem a forma modal.

3.3 Efeito das vibrações no corpo humano e percepção de conforto

A percepção de conforto a avaliação do *RIDE* de veículos de passeio é uma ciência complexa e depende de uma série de variáveis. Para melhores resultados de conforto é fundamental a compreensão do comportamento do corpo humano ao ser submetido a vibrações.

Atualmente existem duas normas que são adotadas no setor automotivo para avaliar os efeitos das vibrações sob o corpo humano: a norma *BRITISH STANDARD* 6841 (1987) e a norma *ISO* 2631 (1997).

3.3.1 Variáveis envolvidas

Existem diversas variáveis que são envolvidas na avaliação e percepção de conforto que podem ser classificadas em quatro grupos.

As variáveis inter-subjetivas são associadas ao corpo humano porem dependem da localização do corpo humano em relação a vibração a fonte, nesse grupo podemos citar como exemplo a postura corporal, a posição e a orientação da pessoa.

As variáveis intra-subjetivas são associadas ao corpo humano e independem da localização do corpo em relação a fonte de vibração, nesse grupo podemos destacar a estatura, o peso, a altura, a idade, o gênero, o condicionamento físico e as experiências das pessoas sujeitas a uma vibração.

As variáveis dependentes que são a psicologia, patologias, a biodinâmica e a fisiologia.

As variáveis independentes que são referentes à fonte de vibração tais como amplitude, velocidade, acelerações e frequências.

3.3.2 Efeito das vibrações devido à magnitude

Uma forma de classificar os efeitos de vibrações e associar ao conforto é avaliar os efeitos da magnitude.

Em vibrações onde não há presença de impactos é comum utilizar o valor *RMS* (*ROOT MEAN SQUARE*) para caracterizar o nível de conforto conforme os limites estabelecidos na Tabela 2.

$$RMS = \left(\frac{1}{T} \cdot \int a^2(t) \cdot dt \right)^{1/2} \quad (43)$$

Tabela 2 – Classificação das vibrações quanto ao valor *RMS*

CLASSIFICAÇÃO	RMS (ms ⁻²)	CLASSIFICAÇÃO
5 - Extremamente Desconfortável	3.15	
	2.5	
	2.0	4 - Muito Desconfortável
	1.6	
3 - Desconfortável	1.25	
	1.0	
	0.8	
	0.63	2 - Moderadamente Desconfortável
	0.5	
1 - Ligeiramente Desconfortável	0.4	
	0.315	
	0.25	0 - Confortável

Fonte: Adaptado da norma BS6841,1987

Quando as vibrações possuem efeitos impulsivos deve-se calcular um fator de choque dado pela equação (44).

$$CF = \frac{Pico_{magnitude}}{RMS} \quad (44)$$

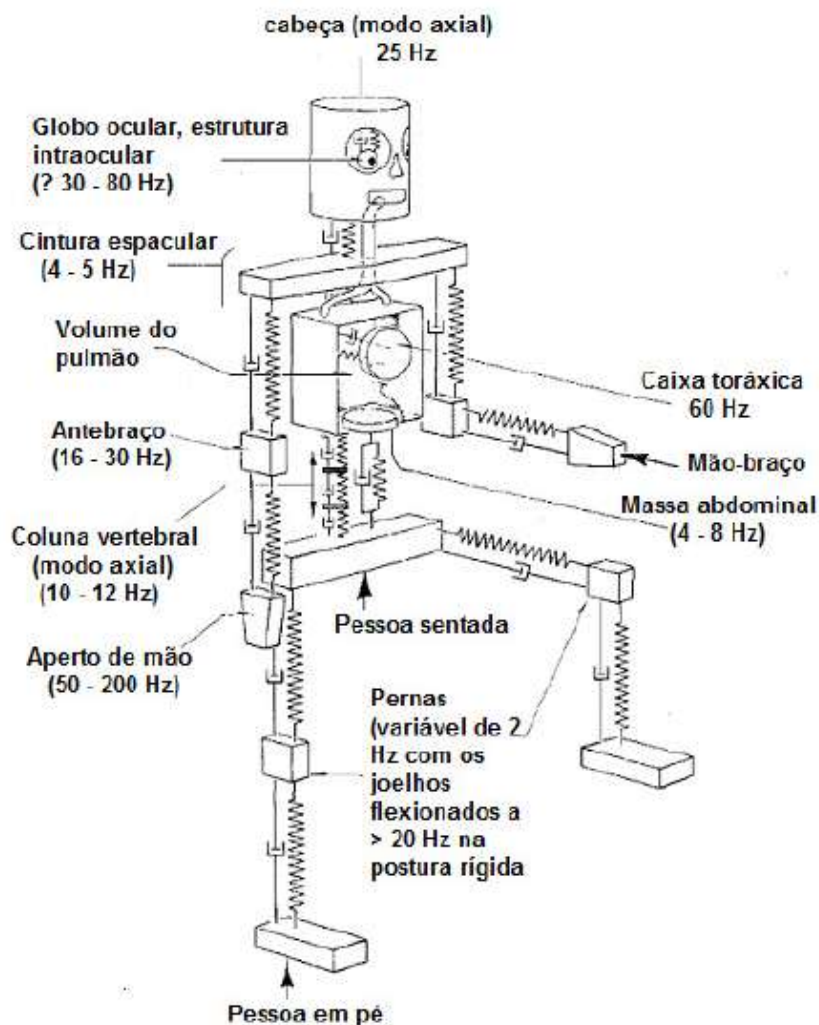
Quando o fator de choque é maior do que 6 a norma *BS6841* (1987) recomendada utilizar o valor *RMQ* (*ROOT MEAN QUAD*) para caracterizar o nível de conforto.

$$RMQ = \left(\frac{1}{T} \cdot \int a^4(t) \cdot dt \right)^{1/4} \quad (45)$$

3.3.3 Efeitos das vibrações devido à frequência

Como visto às respostas do corpo humano as vibrações não dependem só da magnitude, mas como também das frequências das vibrações. As principais frequências naturais do corpo humano podem ser visto na Figura 49.

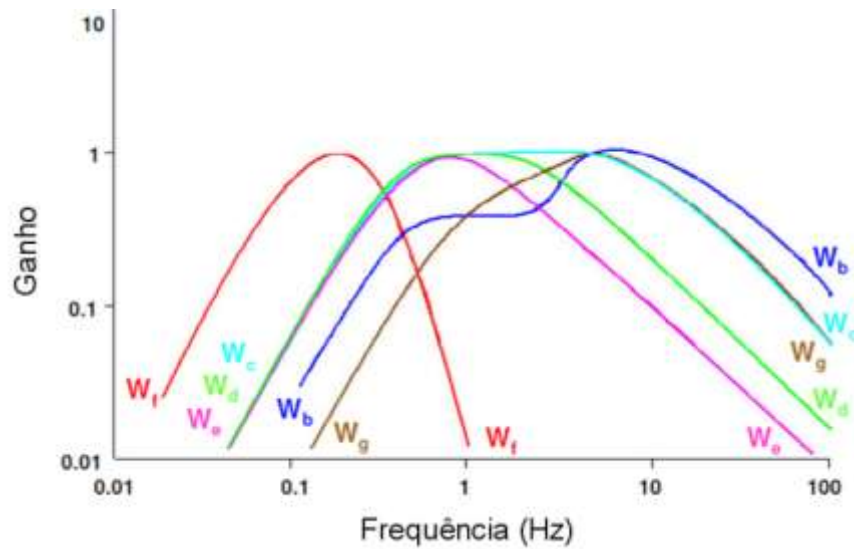
Figura 49 – Principais frequências naturais do corpo humano



Fonte: Adaptado da norma BS6841,1987

Para avaliar as vibrações em um sistema mecânico e isolar as frequências que são nocivas ao corpo humano a norma *BS6841* (1987) propõe o uso de filtros conforme ilustrado na Figura 50 e cujos parâmetros estão na Tabela 3.

Figura 50 – Filtros de percepção humana



Fonte: Adaptado da norma BS6841,1987

Tabela 3 – Filtros de percepção humana

POSICÃO	EIXOS	FILTRO	FATOR AMPLIFICADOR
ASSENTO	X	W_d	1.00
	Y	W_d	1.00
	Z	W_b	1.00
	R_x	W_e	0.63
	R_y	W_e	0.40
	R_z	W_e	0.20
ENCOSTO	X	W_c	0.80
	Y	W_d	0.50
	Z	W_d	0.40
PÉ	X	W_b	0.25
	Y	W_b	0.25
	Z	W_b	0.40

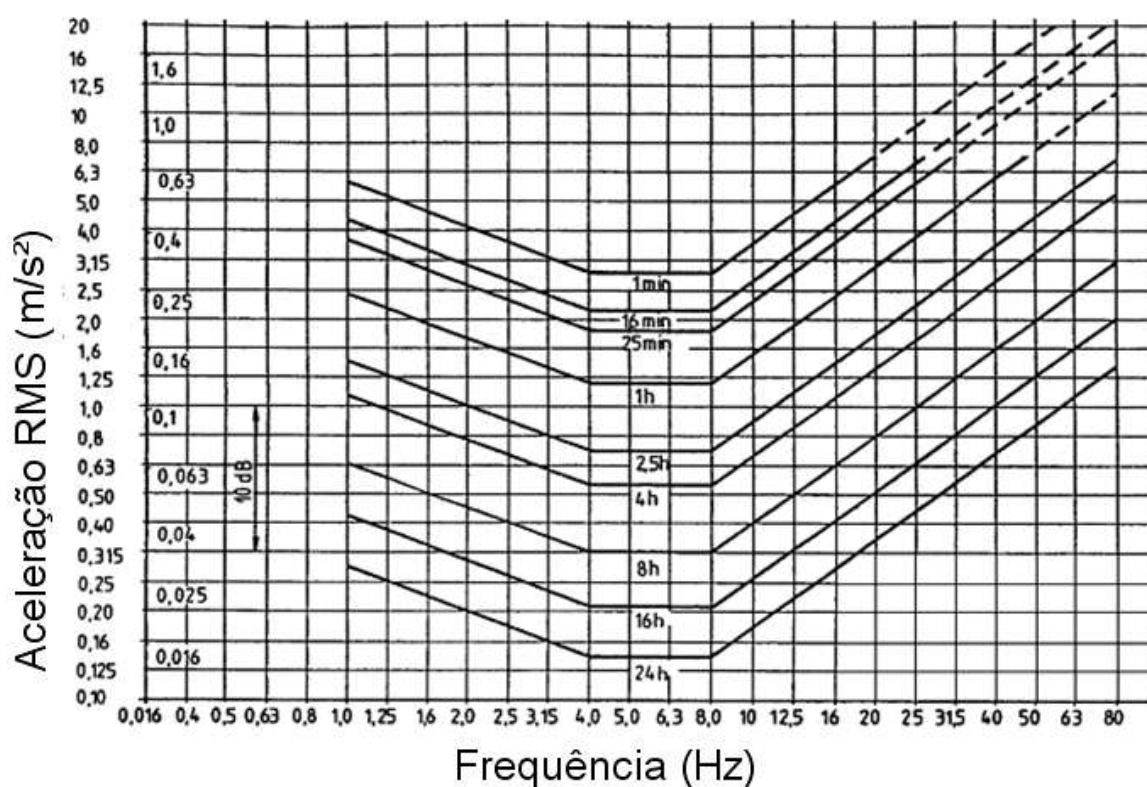
Fonte: Adaptado da norma BS6841,1987

3.3.4 Efeitos de vibração devido ao tempo de exposição

Outro fator de importância, além das magnitudes e frequência, é o tempo de exposição do corpo humano a uma vibração.

A norma *ISO2631* (1997) estabelece limites tem tempo no qual o corpo humano pode ficar exposto a uma vibração de um determinado valor RMS em uma determinada frequência, conforme ilustrado no gráfico da Figura 51

Figura 51 – Limites de tempo de exposição do corpo humano a vibrações.



Fonte: Adaptado da norma ISO2631,1997

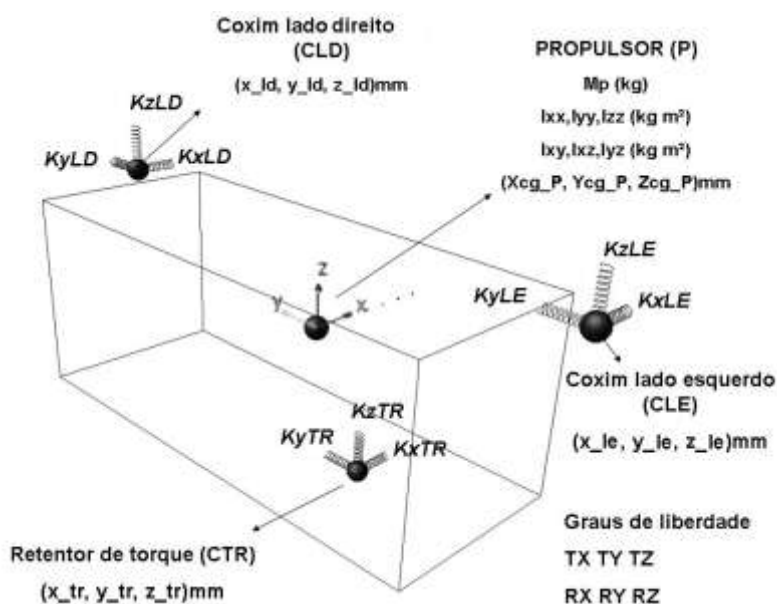
4 METODOLOGIA

4.1 Modelo numérico de um propulsor de seis graus de liberdade com dois coxins e um retentor de torque fixados em uma base rígida

O primeiro objetivo específico deste trabalho, essencial para o desenvolvimento do objetivo principal, é compreender quais são os parâmetros que exercem influência nos seis modos de corpo rígido do propulsor sobre seus coxins e como tais parâmetro alteram as respostas modas do sistema de suspensão do propulsor.

Foi modelado nos softwares MICROSOFT EXCEL® e ADAMS/VIEW®, um modelo numérico, baseado no modelo apresentado por TAESEOK e RAJENDRA (2000), constituído de uma suspensão do propulsor de seis graus de liberdade do tipo dois coxins convencionais de elastômeros e um retentor de torque em ligados a uma base infinitamente rígida. A tipologia de suspensão motor adotada é a de uso mais frequente nos veículos populares vendidos no mercado brasileiro. O modelo numérico e as variáveis envolvidas estão ilustrados na Figura 52.

Figura 52 – Modelo de uma suspensão do propulsor de seis graus de liberdade do tipo dois coxins convencionais de elastômeros e um retentor de torque ligados a uma base infinitamente rígida



Fonte: Elaborado pelo autor

4.1.1 Variáveis do modelo

As variáveis do modelo são:

M_p : Massa do propulsor [kg]

I_{xx} : Momento de inércia em relação ao eixo X do propulsor [Kg m²].

I_{yy} : Momento de inércia em relação ao eixo Y do propulsor [Kg m²].

I_{zz} : Momento de inércia em relação ao eixo Z do propulsor [Kg m²].

I_{xy} : Produto de inércia I_{xy} [Kg m²].

I_{xz} : Produto de inércia I_{xz} [Kg m²].

I_{yz} : Produto de inércia I_{yz} [Kg m²].

K_{xLD} : Rigidez na direção X do coxim lado direito [N/m].

K_{yLD} : Rigidez na direção Y do coxim lado direito [N/m].

K_{zLD} : Rigidez na direção Z do coxim lado direito [N/m].

K_{xLE} : Rigidez na direção X do coxim lado esquerdo [N/m].

K_{yLE} : Rigidez na direção Y do coxim lado esquerdo [N/m].

K_{zLE} : Rigidez na direção Z do coxim lado esquerdo [N/m].

K_{xTR} : Rigidez na direção X do coxim do retentor de torque [N/m].

K_{yTR} : Rigidez na direção Y do coxim do retentor de torque [N/m].

K_{zTR} : Rigidez na direção Z do coxim do retentor de torque [N/m].

x_{ld} : Coordenada X do centro do coxim lado direito [m].

y_{ld} : Coordenada Y do centro do coxim lado direito [m].

z_{ld} : Coordenada Z do centro do coxim lado direito [m].

x_{le} : Coordenada X do centro do coxim lado esquerdo [m].

y_{le} : Coordenada Y do centro do coxim lado esquerdo [m].

z_{le} : Coordenada Z do centro do coxim lado esquerdo [m].

x_{tr} : Coordenada X do centro do coxim do retentor de torque [m].

y_{tr} : Coordenada Y do centro do coxim do retentor de torque [m].

z_{tr} : Coordenada Z do centro do coxim do retentor de torque [m].

x_{cgP} : Coordenadas X do centro de gravidade do propulsor [m].

y_{cgP} : Coordenadas Y do centro de gravidade do propulsor [m].

y_{cpP} : Coordenadas Z do centro de gravidade do propulsor [m].

TX : Grau de liberdade de translação em X do propulsor.

TY : Grau de liberdade de translação em Y do propulsor.

TZ : Grau de liberdade de translação em Z do propulsor.

RX : Grau de liberdade de rotação em X do propulsor.

RY : Grau de liberdade de rotação em Y do propulsor.

RZ : Grau de liberdade de rotação em Z do propulsor.

4.1.2 Modelagem numérica

Adotando as seguintes definições:

$$XLD = x_{ld} - x_{cgP} \quad (46)$$

$$YLD = y_{ld} - y_{cgP} \quad (47)$$

$$ZLD = z_{ld} - z_{cgP} \quad (48)$$

$$XLE = x_{le} - x_{cgP} \quad (49)$$

$$YLE = y_{le} - y_{cgP} \quad (50)$$

$$ZLE = z_{le} - z_{cgP} \quad (51)$$

$$XTR = x_{tr} - x_{cgP} \quad (52)$$

$$YTR = y_{tr} - y_{cgP} \quad (53)$$

$$ZTR = z_{tr} - z_{cgP} \quad (54)$$

As equações do movimento podem ser obtidas através do somatório de forças e momentos em cada um dos graus de liberdade.

Somando as forças na direção X temos:

$$M_p \cdot \ddot{TX} + (K_{xLE} + K_{xLD} + K_{xTR}) \cdot TX + (ZLE \cdot K_{xLE} + ZLD \cdot K_{xLD} + ZTR \cdot K_{xTR}) \cdot RY + (YLE \cdot K_{xLE} + YLD \cdot K_{xLD} + YTR \cdot K_{xTR}) \cdot RZ = 0 \quad (55)$$

Somando as forças na direção Y temos:

$$M_p \cdot \ddot{TY} + (K_{yLE} + K_{yLD} + K_{yTR}) \cdot TY + (ZLE \cdot K_{yLE} + ZLD \cdot K_{yLD} + ZTR \cdot K_{yTR}) \cdot RX + (XLE \cdot K_{yLE} + XLD \cdot K_{yLD} + XTR \cdot K_{yTR}) \cdot RZ = 0 \quad (56)$$

Somando as forças na direção Z temos:

$$MP \cdot PT\ddot{Z} + (K_zLE + K_zLD + K_zTR) \cdot PTZ + (YLE \cdot K_zLE + YLD \cdot K_zLD + YTR \cdot K_zTR) \cdot PRX + (XLE \cdot K_zLE + XLD \cdot K_zLD + XTR \cdot K_zTR) \cdot PRY = 0 \quad (57)$$

Somando os momentos em torno do eixo X temos:

$$\begin{aligned} & I_{xx} \cdot R\ddot{X} + I_{xy} \cdot R\ddot{Y} + I_{xz} \cdot R\ddot{Z} + \\ & (YLE \cdot K_zLE + YLD \cdot K_zLD + YTR \cdot K_zTR) \cdot TY + \\ & (YLE \cdot K_zLE + YLD \cdot K_zLD + YTR \cdot K_zTR) \cdot TZ + \\ & (YLE^2 \cdot K_zLE + YLD^2 \cdot K_zLD + YTR^2 \cdot K_zTR) \cdot RX + \\ & (ZLE^2 \cdot K_yLE + ZLD^2 \cdot K_yLD + ZTR^2 \cdot K_yTR) \cdot RX + \\ & (XLE \cdot YLE \cdot K_zLE + XLD \cdot YLD \cdot K_zLD + XTR \cdot YTR \cdot K_zTR) \cdot RY + \\ & (XLE \cdot ZLE \cdot K_yLE + XLD \cdot ZLD \cdot K_yLD + XTR \cdot ZTR \cdot K_yTR) \cdot RZ = 0 \end{aligned} \quad (58)$$

Somando os momentos em torno do eixo Y temos:

$$\begin{aligned} & I_{xy} \cdot R\ddot{X} + I_{yy} \cdot R\ddot{Y} + I_{yz} \cdot R\ddot{Z} + \\ & (ZLE \cdot K_xLE + ZLD \cdot K_xLD + ZTR \cdot K_xTR) \cdot TX + \\ & (XLE \cdot K_zLE + XLD \cdot K_zLD + XTR \cdot K_zTR) \cdot TZ + \\ & (XLE \cdot YLE \cdot K_zLE + XLD \cdot YLD \cdot K_zLD + XTR \cdot YTR \cdot K_zTR) \cdot RX + \\ & (XLE^2 \cdot K_zLE + XLD^2 \cdot K_zLD + XTR^2 \cdot K_zTR) \cdot RY + \\ & (ZLE^2 \cdot K_xLE + ZLD^2 \cdot K_xLD + ZTR^2 \cdot K_xTR) \cdot RY + \\ & (YLE \cdot ZLE \cdot K_xLE + YLD \cdot ZLD \cdot K_xLD + YTR \cdot ZTR \cdot K_xTR) \cdot RZ = 0 \end{aligned} \quad (59)$$

Somando os momentos em torno do eixo Z temos:

$$\begin{aligned} & I_{xz} \cdot R\ddot{X} + I_{yz} \cdot R\ddot{Y} + I_{zz} \cdot R\ddot{Z} + \\ & (YLE \cdot K_xLE + YLD \cdot K_xLD + YTR \cdot K_xTR) \cdot TX + \\ & (XLE \cdot K_yLE + XLD \cdot K_yLD + XTR \cdot K_yTR) \cdot TY + \\ & (XLE \cdot ZLE \cdot K_yLE + XLD \cdot ZLD \cdot K_yLD + XTR \cdot ZTR \cdot K_yTR) \cdot RX + \\ & (YLE \cdot ZLE \cdot K_xLE + YLD \cdot ZLD \cdot K_xLD + YTR \cdot ZTR \cdot K_xTR) \cdot RY + \\ & (XLE^2 \cdot K_yLE + XLD^2 \cdot K_yLD + XTR^2 \cdot K_yTR) \cdot RZ + \\ & (YLE^2 \cdot K_xLE + YLD^2 \cdot K_xLD + YTR^2 \cdot K_xTR) \cdot RZ = 0 \end{aligned} \quad (60)$$

Escrevendo as equações do movimento na forma matricial chega-se a equação (61):

$$[M] \cdot \{A\} + [K] \cdot \{D\} = 0 \quad (61)$$

Onde:

$[M]$: Matriz de massa [Kg].

$\{A\}$: Matriz de aceleração [m/s²].

$[K]$: Matriz de rigidez [N/m].

$\{D\}$: Matriz de desplazamientos [m].

$$[M] = \begin{bmatrix} Mp & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Mp & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Mp & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & I_{xy} & I_{yy} & I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & I_{xz} & I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (62)$$

$$\{A\} = [T\ddot{X} \quad T\ddot{Y} \quad T\ddot{Z} \quad R\ddot{X} \quad R\ddot{Y} \quad R\ddot{Z}]^T \quad (63)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K11 & 0 & 0 & 0 & K15 & K16 \\ 0 & K22 & 0 & K24 & 0 & K26 \\ 0 & 0 & K33 & K34 & K35 & 0 \\ 0 & K24 & K34 & K44 & K45 & K46 \\ K15 & 0 & K35 & K45 & K55 & K56 \\ K16 & K26 & 0 & K46 & K56 & K66 \end{bmatrix} \quad (64)$$

$$K11 = (K_xLE + K_xLD + K_xTR) \quad (65)$$

$$K15 = (ZLE \cdot K_xLE + ZLD \cdot K_xLD + ZTR \cdot K_xTR) \quad (66)$$

$$K16 = (YLE \cdot K_xLE + YLD \cdot K_xLD + YTR \cdot K_xTR) \quad (67)$$

$$K22 = (K_yLE + K_yLD + K_yTR) \quad (68)$$

$$K24 = (ZLE \cdot K_yLE + ZLD \cdot K_yLD + ZTR \cdot K_yTR) \quad (69)$$

$$K26 = (XLE \cdot K_yLE + XLD \cdot K_yLD + XTR \cdot K_yTR) \quad (70)$$

$$K33 = (K_zLE + K_zLD + K_zTR) \quad (71)$$

$$K34 = (YLE \cdot K_zLE + YLD \cdot K_zLD + YTR \cdot K_zTR) \quad (72)$$

$$K35 = (XLE \cdot K_zLE + XLD \cdot K_zLD + XTR \cdot K_zTR) \quad (73)$$

$$K44 = (YLE^2 \cdot K_zLE + YLD^2 \cdot K_zLD + YTR^2 \cdot K_zTR) + (ZLE^2 \cdot K_yLE + ZLD^2 \cdot K_yLD + ZTR^2 \cdot K_yTR) \quad (74)$$

$$K_{45} = (XLE \cdot YLE \cdot K_{zLE} + XLD \cdot YLD \cdot K_{zLD} + XTR \cdot YTR \cdot K_{zTR}) \quad (75)$$

$$K_{46} = (XLE \cdot ZLE \cdot K_{yLE} + XLD \cdot ZLD \cdot K_{yLD} + XTR \cdot ZTR \cdot K_{yTR}) \quad (76)$$

$$K_{55} = (XLE^2 \cdot K_{zLE} + XLD^2 \cdot K_{zLD} + XTR^2 \cdot K_{zTR}) + (ZLE^2 \cdot K_{xLE} + ZLD^2 \cdot K_{xLD} + ZTR^2 \cdot K_{xTR}) \quad (77)$$

$$K_{56} = (YLE \cdot ZLE \cdot K_{xLE} + YLD \cdot ZLD \cdot K_{xLD} + YTR \cdot ZTR \cdot K_{xTR}) \quad (78)$$

$$K_{66} = (XLE^2 \cdot K_{yLE} + XLD^2 \cdot K_{yLD} + XTR^2 \cdot K_{yTR}) + (YLE^2 \cdot K_{xLE} + YLD^2 \cdot K_{xLD} + YTR^2 \cdot K_{xTR}) \quad (79)$$

$$\{D\} = [PTX \quad PTY \quad PTZ \quad PRX \quad PRY \quad PRZ]^T \quad (80)$$

Os modos de vibrar podem ser calculados através do cálculos dos autovalores e autovetores da matriz de rigidez global $[K_{tiu}]$ dada por:

$$[K_{tiu}] = [M]^{-0.5} \cdot [K] \cdot [M]^{-0.5} \quad (81)$$

4.1.3 Simulações

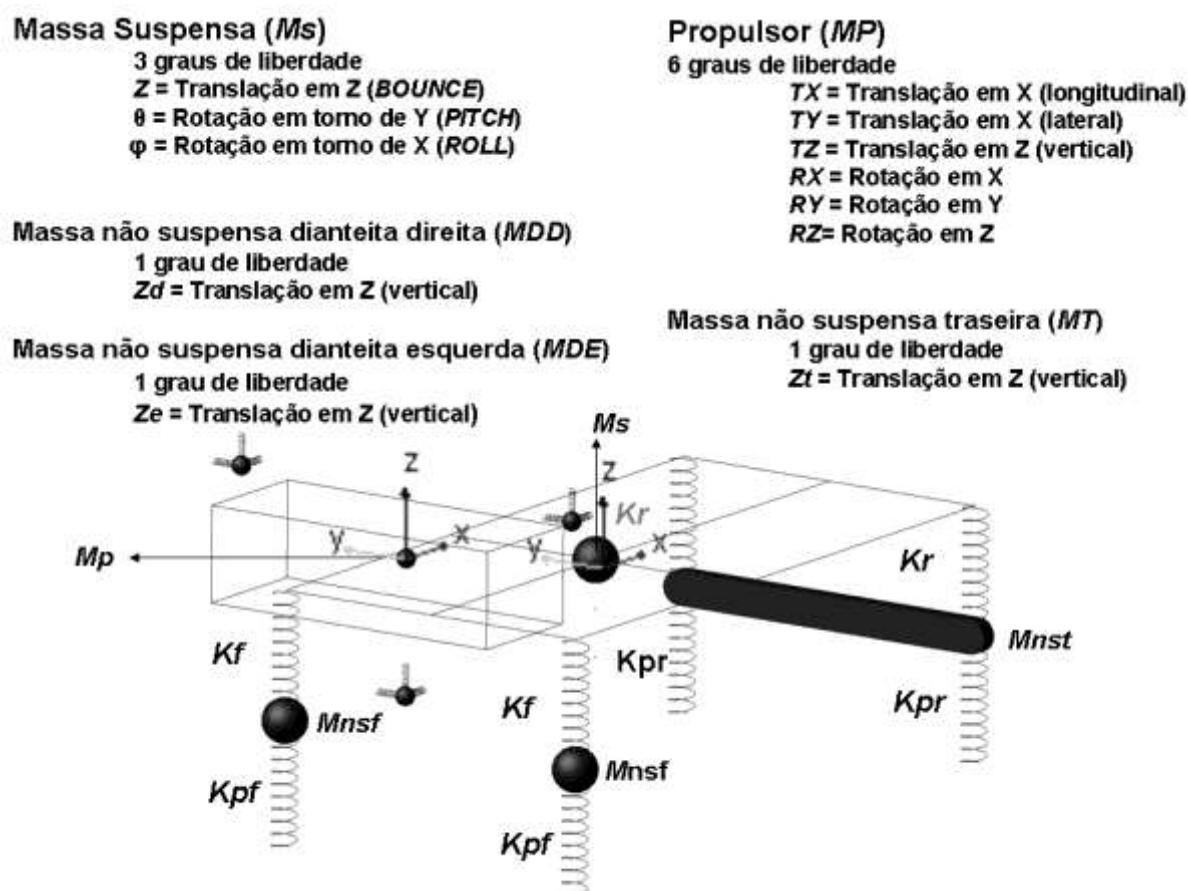
O modelo será simulado em EXCEL® no intuito de identificar as variáveis de maior influência nos modos de corpo rígido do propulsor sobre seus coxins, verificando o comportamento da matriz de rigidez global do sistema e como são controlados os acoplamentos de frequências nos graus de liberdade envolvidos.

4.2 Modelo numérico de doze graus de liberdade da suspensão de um propulsor com dois coxins e um retentor de torque fixados a um veículo

Outro objetivo específico deste trabalho é compreender como os modos de corpo rígido do propulsor sobre seus coxins afetam e são afetados pela dinâmica de um veículo. Para tal análise será proposto um modelo numérico em ADAMS/VIEW®, constituído pelo modelo de suspensão do propulsor de seis graus de liberdade, ilustrado na Figura 52 acoplado a um modelo de veículo de seis graus de liberdade.

No intuito de representar um veículo de passeio popular do mercado brasileiro, o modelo de veículo proposto utiliza: suspensão anterior independente com dois graus de liberdade verticais, representando a tipologia McPherson sem barras estabilizadoras, suspensão posterior dependente de um grau de liberdade vertical, representando um eixo semi rígido sem barra estabilizadora; massa suspensa com três graus de liberdade (*PITCH*, *BOUNCE* e *ROLL*). O modelo completo é ilustrado na Figura 53.

Figura 53 – Modelo de veículo completo com 12 graus de liberdade



Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.1 Variáveis envolvidas

Além das variáveis do propulsor as variáveis relativas ao modelo do veículo são:

K_{pf} : Rigidez vertical dos pneus anteriores [N/m].

K_{pr} : Rigidez vertical dos pneus posteriores [N/m].

K_f : Rigidez a terra da suspensão anterior [N/m].

K_r : Rigidez a terra da suspensão posterior [N/m].

T_f : Bitola do eixo anterior [m].

T_r : Bitola do eixo posterior [m].

L_f : Distancia do centro de massa ao eixo anterior [m].

L_r : Distancia do centro de massa ao eixo posterior [m].

M_{nsf} : Massa não suspensa anterior [Kg].

M_{nst} : Massa não suspensa posterior [Kg].

M_s : Massa suspensa [Kg].

Z_d : Grau de liberdade vertical da massa não suspensa anterior direita.

Z_e : Grau de liberdade vertical da massa não suspensa anterior esquerda.

Z_t : Grau de liberdade vertical da massa não suspensa posterior.

Z : Grau de liberdade vertical da massa suspensa *BOUNCE*.

θ : Grau de liberdade de rotação em torno do eixo lateral da massa suspensa *PITCH*.

φ : Grau de liberdade de rotação da massa suspensa em torno do eixo longitudinal (*ROLL*).

4.2.2 Simulações

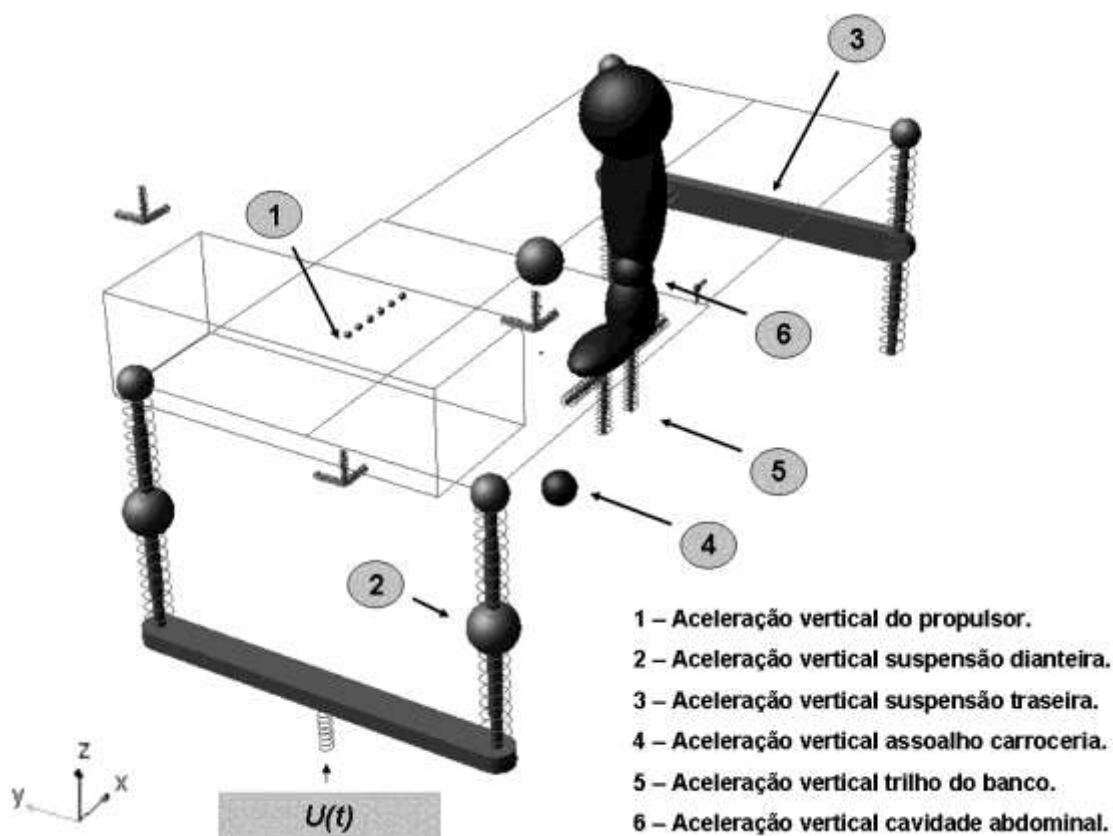
Foi realizado uma simulação no software ADAMS/VIEW®, no intuito de avaliar o comportamento dos modos de corpo rígido do propulsor sobre seus coxins, em especial o modo vertical, quando o propulsor é fixado a um veículo, tornando um sistema excitado pela base.

4.3 Modelo para resposta em frequência de doze graus de liberdade da suspensão de um propulsor com dois coxins e um retentor de torque fixados a um veículo

Para compreensão da dinâmica do conjunto veículo-propulsor em condições de tráfego e a influência dos modos de corpo rígido do propulsor, em especial o modo vertical, foram realizadas simulações numéricas sob o modelo de veículo e propulsor usando um modelo de múltiplos corpos linear modelado no software ADAMS/VIEW®. O modelo em questão foi

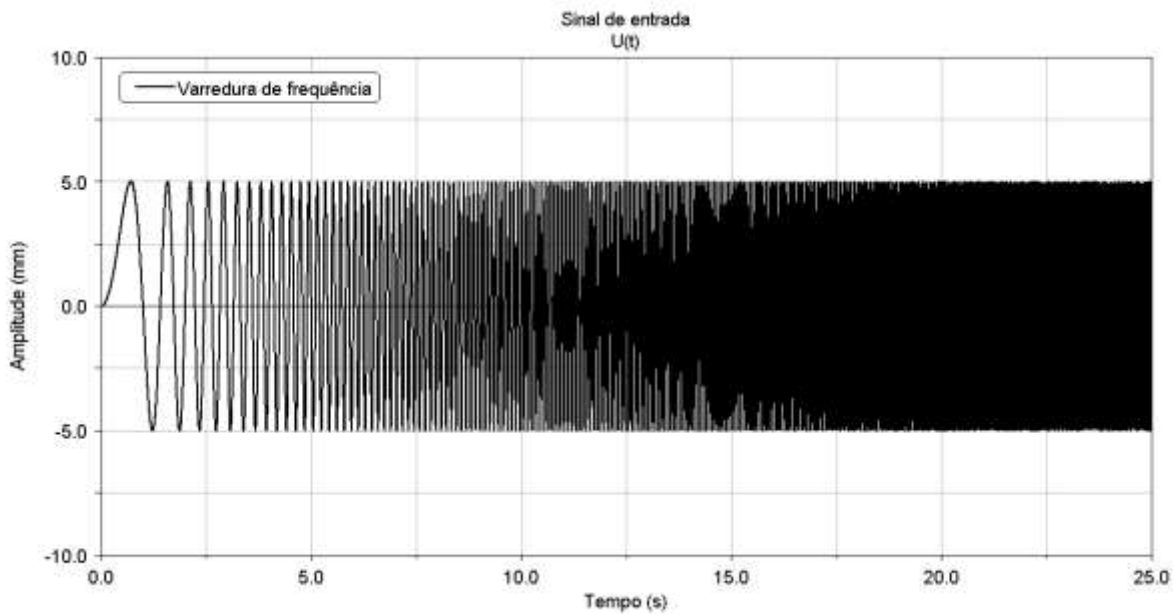
excitado pela base através de um sinal senoidal de deslocamento representados pela função $u(t)$, com frequência variando de 0 a 25Hz (faixa de frequência do *RIDE*), com amplitude controlada para que os coxins do propulsor e as suspensões trabalhem com rigidezes lineares. Respostas de aceleração foram avaliadas nas suspensões, centro de gravidade do motor, centro de gravidade do veículo, na carroceria nos pontos de apoio do pé do motorista e trilhos do banco. Para avaliar a percepção de conforto pelos ocupantes foi acrescentado um modelo biomecânico, proposto por LIANG e CHIANG (2008), conforme ilustrado na Figura 56. O modelo biomecânico é constituído de massas, molas e amortecedores com 14 graus de liberdade, representando um ser humano sentado em um banco rígido exposto a vibrações verticais, considerando as rigidezes de contato com o assento e encosto. Os parâmetros do modelo biomecânico em questão estão ilustrados na Tabela 4. As frequências naturais do modelo biodinâmico correspondem a média das faixas de frequências ilustradas no modelo biomecânico ilustrado na Figura 49.

Figura 54 – Modelo dinâmico para avaliar a percepção de conforto em condições de tráfego



Fonte : Elaborado pelo autor.

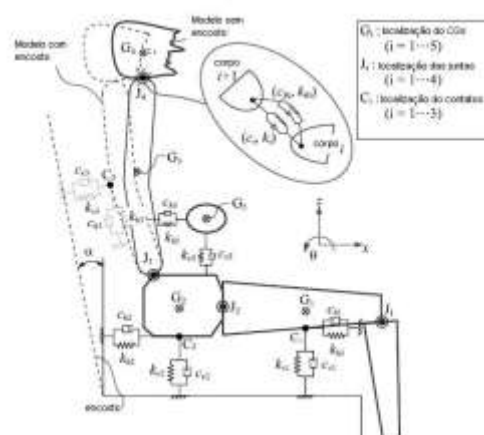
Figura 55 – Sinal de deslocamento de entrada (Varredura de frequência de 0 a 25Hz com amplitude de 5mm)



Fonte: Elaborado pelo autor.

Em situações de ressonância a amplitude de 5mm poderia gerar movimentações do conjunto do propulsor e suspensões onde os elementos elásticos seriam solicitados em regiões de não linearidade. Os efeitos de não linearidade não serão avaliados nesta dissertação.

Figura 56 – Modelo biomecânico proposto por LIANG e CHIANG.



Fonte: LIANG e CHIANG (2008)

Tabela 4 – Parâmetros do modelo biomecânico

Parâmetros Inerciais				Parâmetros Geométricos (x, z), (mm)		
Massas (kg)		Inércias (kg.m ²)		Centro de gravidade	Juntas	Conexões
m_1	20.3	I_1	1.160	G ₁ (133, 70)	J ₁ (329, 52)	C ₁ (133, 0)
m_2	11.0	I_2	0.680	G ₂ (-23, 97)	J ₂ (-17, 84)	C ₂ (-19, 0.0)
m_3	19.87	I_3	1.530	G ₃ (-28.6, 474)	J ₃ (-84, 139)	C ₃ (-57, 386)
m_4	7.25	I_4	0.402	G ₄ (18.1, 726)	J ₄ (-8, 626)	–
m_5	12.9	–	–	G ₅ (-27, 237)	–	–

Propriedades Biométricas											
Translação						Rotação					
Rigidez (N/m)			Amortecimento (Ns/m)			Rigidez (Nm/rad)			Amortecimento (Nms/rad)		
k_1	72,000	k_{v1}	16,710	c_1	14.0	c_{v1}	8,010.0	k_{R1}	22.0	c_{R1}	104.0
k_2	2,300	k_{v2}	212,275	c_2	61.0	c_{v2}	47.0	k_{R2}	162.0	c_{R2}	30.0
								k_{R3}	328.0	c_{R3}	724.0
k_3	46,300	k_{h1}	614	c_3	1,500.0	c_{h1}	14.0	k_{R4}	915.0	c_{R4}	34.0
k_4	20,200	k_{h2}	905	c_4	266.0	c_{h2}	15.0				
k_{h3}	17,200	k_{v3}	2,300	c_{h3}	334.5	c_{v3}	154.0				
k_{h5}	25,000	k_{v5}	18,370	c_{h4}	266.0	c_{v5}	0.4				

Fonte: LIANG e CHIANG (2008)

4.3.1 Simulações

Sob o modelo foram realizadas as seguintes análises:

Simulação 1 – Propulsor fixado rigidamente ao veículo.

Simulação 2 – Propulsor de modos de vibrar puros e desacoplados entre si, fixado ao veículo com modo vertical acoplado com a suspensão anterior veículo

Simulação 3 – Propulsor de modos de vibrar puros e desacoplados entre si, fixado ao veículo com modo vertical desacoplado com a suspensão anterior veículo.

Simulação 4 – Propulsor de modos de vibrar puros e desacoplados entre si, fixado ao veículo com modo vertical na mesma frequência de cavidade abdominal do condutor.

Simulação 5 – Propulsor de modos de vibrar mistos e acoplados entre si, fixado ao veículo com modo vertical desacoplados com a suspensão anterior veículo.

4.3.1.1 Simulação 1

O objetivo desta análise é avaliar a percepção de conforto por parte do condutor quando o propulsor é ligado rigidamente ao veículo, de forma com que a massa do propulsor torne-se parte da massa não suspensa. Os resultados desta simulação servirão de base para comparar os resultados com futuras simulações

4.3.1.2 Simulação 2

O objetivo desta análise é avaliar a percepção de conforto por parte do condutor quando o propulsor é ligado ao veículo de forma que o seu modo vertical seja puro e que tenha a mesma frequência da massa não suspensa anterior. Espera-se que tal situação gere um aumento nos níveis de aceleração, piorando o comportamento do veículo em questões de conforto.

4.3.1.3 Simulação 3

O objetivo desta análise é avaliar a percepção de conforto por parte do condutor quando o propulsor é ligado ao veículo de forma que o seu modo vertical seja puro e que não tenha a mesma frequência da massa não suspensa anterior. Espera-se que tal situação reduza os níveis de aceleração em relação à simulação 2, tornando os o comportamento do veículo em questões de conforto relativamente melhor.

4.3.1.4 Simulação 4

O objetivo desta análise é avaliar a percepção de conforto por parte do condutor quando o propulsor é ligado ao veículo de forma que o seu modo vertical seja puro e que tenha a mesma frequência da cavidade abdominal (vísceras). Espera-se que tal situação reduza os níveis de aceleração em relação à simulação 2 e 3 nos pontos estruturais do veículo, porém espera-se um aumento nos níveis de aceleração na cavidade abdominal do modelo biomecânico.

4.3.1.5 Simulação 5

O objetivo desta análise é avaliar a percepção de conforto por parte do condutor quando o propulsor é ligado ao veículo de forma que o seu modo vertical seja misto e que tenha esteja desacoplado das frequências de massa não suspensa e da cavidade abdominal (vísceras) do modelo de biomecânica. Espera-se que tal situação reduza os níveis de aceleração em relação à simulação 2, 3 e 4, tornando os o comportamento do veículo em questões de conforto relativamente melhor.

4.3.2 *Respostas*

Foram monitoradas respostas de aceleração no domínio do tempo e frequência nos pontos ilustrados na Figura 53 (página 101).

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 Modelos de conjunto propulsor fixados a uma base rígida.

5.1.1 Modos do propulsor desacoplados entre si

Para compreender o conceito de um conjunto propulsor de seis graus de liberdade com modos de vibrar desacoplados entre si, foi criado um modelo 1, cujos parâmetros estão expressos na Tabela 5, com as seguintes considerações: Para garantir uma distribuição uniforme do peso próprio do propulsor sobre os coxins, o centro de gravidade foi estimado no eixo de simetria do propulsor; Para que os eixos de inércia do propulsor coincidam com os eixos do sistema de coordenadas local do propulsor, o tensor de inércia foi estimado considerando a distribuição uniforme de massa em relação ao centro de gravidade, anulando os produtos de inércia e, simplificando o tensor por uma matriz diagonal constituída apenas dos momentos principais de inércia; Os coxins lado esquerdo e direito foram posicionados de forma simétrica em relação ao centro de gravidade do propulsor e suas rigidezes são iguais; O retentor de torque foi posicionado alinhado com o centro de gravidade do propulsor no eixo de simetria do veículo.

Tabela 5 – Parâmetros do conjunto propulsor

Propulsor (P)		
M_p	150	kg
X_{cg_P}	-1000	mm
Y_{cg_P}	0	mm
Z_{cg_P}	200	mm
I_{xx}	13500000	Kg mm ²
I_{yy}	7500000	Kg mm ²
I_{zz}	14500000	Kg mm ²
Coxim lado direito (CLD)		
X_{ld}	-1000	mm
Y_{ld}	600	mm
Z_{ld}	400	mm
K_{x_ld}	150	N/mm
K_{y_ld}	40	N/mm
K_{z_ld}	270	N/mm
Coxim lado esquerdo (CLE)		
X_{le}	-1000	mm
Y_{le}	-600	mm
Z_{le}	400	mm

Kx_{le}	150	N/mm
Ky_{le}	40	N/mm
Kz_{le}	270	N/mm
Retentor de torque (CTR)		
X_{tr}	-1000	mm
Y_{tr}	0	mm
Z_{tr}	-224	mm
Kx_{tr}	142	N/mm
Ky_{tr}	38	N/mm
Kz_{tr}	70	N/mm

Fonte: Elaborado pelo autor

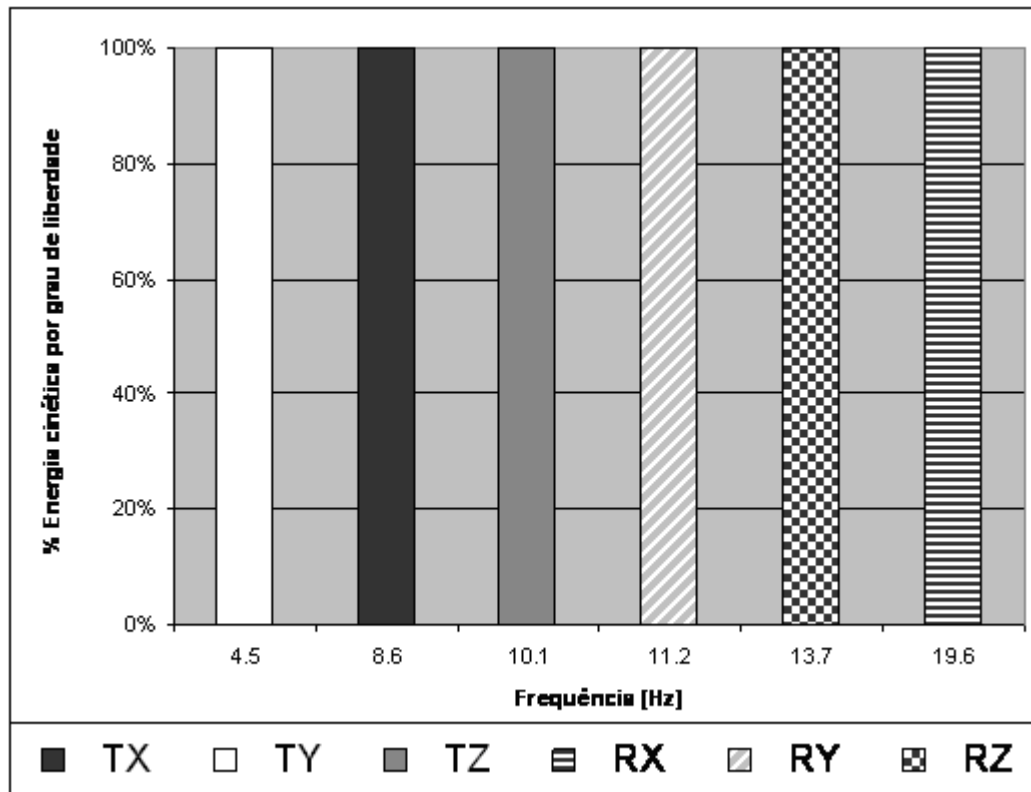
As seis frequências naturais de corpo rígido e a distribuição de energia cinética por grau de liberdade do conjunto do propulsor estão expressas na Tabela 6 e na Figura 57.

Tabela 6 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade do modelo 1.

	Frequência [Hz]					
	4.5	8.6	10.1	11.2	13.7	19.6
TX	0.0	100.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TY	100.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
PZ	0.0	0.0	100.0	0.0	0.0	0.0
RX	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	100.0
RY	0.0	0.0	0.0	100.0	0.0	0.0
RZ	0.0	0.0	0.0	0.0	100.0	0.0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 57 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 1).



Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que a energia cinética em cada frequência natural encontra-se em sua totalidade concentrada em um único grau de liberdade, definindo seis modos de corpo rígido puros e desacoplados entre si.

Fisicamente o desacoplamento dos modos de vibrar observados no modelo 1 foi possível pelos seguintes motivos: O tensor de inércia do propulsor é constituído apenas pelos momentos principais de inércia, sendo os produtos de inércia nulos gerando assim um desacoplamento entre as rotações; Os coxins de sustentação e o retentor de torque estão paralelos aos eixos principais de inércia do propulsor e distribuídos de forma simétrica em relação ao centro de gravidade; As rigidezes dos coxins esquerdo e direito são iguais em todas as direções e estão dimensionadas para conferir equilíbrios ao sistema.

Matematicamente o desacoplamento é evidenciado na matriz de rigidez global do modelo, extraída do software EXCEL®, e representada na equação (84).

$$[M] = \begin{vmatrix} 150 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 150 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 150 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 13.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 7.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 14.5 \end{vmatrix} \quad (82)$$

$$[k] = \begin{vmatrix} 441667 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 117778 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 610000 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 204376 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 37412 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 108000 \end{vmatrix} \quad (83)$$

$$[K_{tiu}] = \begin{vmatrix} 2944,44 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & 785,19 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & 3400,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & 0,00 & 12472,33 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 4988,24 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 7448,28 \end{vmatrix} \quad (84)$$

Observa-se que todas as matrizes são positivas definidas, simétricas e possuem entradas apenas na diagonal principal, sendo os demais termos da matriz nulos; tal situação faz com que os autovetores, representados na equação (86), sejam unidirecionais para cada autovalor associado, representados pela equação (85).

$$[\lambda] = \begin{vmatrix} 15139.0 & 7448.3 & 4988.2 & 4066.7 & 2944.4 & 785.2 \end{vmatrix} \quad (85)$$

$$[\Phi] = \begin{vmatrix} 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 1,00 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 1,00 \\ 0,00 & 0,00 & 0,00 & 1,00 & 0,00 & 0,00 \\ 1,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & 0,00 & -1,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 \\ 0,00 & -1,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & 0,00 \end{vmatrix} \quad (86)$$

5.1.2 Modos do propulsor desacoplados entre si

Para compreender o conceito de um conjunto propulsor de seis graus de liberdade com modos de vibrar desacoplados entre si foi criado um modelo 2, cujos parâmetros são expressos na Tabela 7, com as seguintes considerações: Para garantir uma distribuição uniforme do peso próprio do propulsor sobre os coxins, o centro de gravidade foi estimado no

eixo de simetria do propulsor; Para que os eixos de inércia do propulsor coincidam com os eixos do sistema de coordenadas local do propulsor, o tensor de inércia foi estimado considerando a distribuição uniforme de massa em relação ao centro de gravidade, anulando os produtos de inércia e, simplificando o tensor por uma matriz diagonal constituída apenas dos momentos principais de inércia; Os coxins lado esquerdo e direito foram posicionados de forma assimétrica em relação ao centro de gravidade do propulsor e suas rigidezes são diferentes; O retentor de torque foi posicionado afastado do eixo de simetria do veículo.

Tabela 7 – Parâmetros do conjunto propulsor

Propulsor (P)		
<i>MP</i>	150	<i>kg</i>
<i>P_cgX</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>P_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>P_cgZ</i>	200	<i>mm</i>
<i>Ixx_P</i>	13500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyy_P</i>	7500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Izz_P</i>	14500000	<i>Kg mm²</i>
Coxim lado direito (CLD)		
<i>X_id</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_id</i>	600	<i>mm</i>
<i>Z_id</i>	500	<i>mm</i>
<i>Kx_id</i>	120	<i>N/mm</i>
<i>Ky_id</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_id</i>	160	<i>N/mm</i>
Coxim lado esquerdo (CLE)		
<i>X_le</i>	-1200	<i>mm</i>
<i>Y_le</i>	-600	<i>mm</i>
<i>Z_le</i>	350	<i>mm</i>
<i>Kx_le</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_le</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_le</i>	220	<i>N/mm</i>
Retentor de torque (CTR)		
<i>X_tr</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_tr</i>	-200	<i>mm</i>
<i>Z_tr</i>	-224	<i>mm</i>
<i>Kx_tr</i>	142	<i>N/mm</i>
<i>Ky_tr</i>	38	<i>N/mm</i>
<i>Kz_tr</i>	70	<i>N/mm</i>

Fonte: elaborado pelo autor

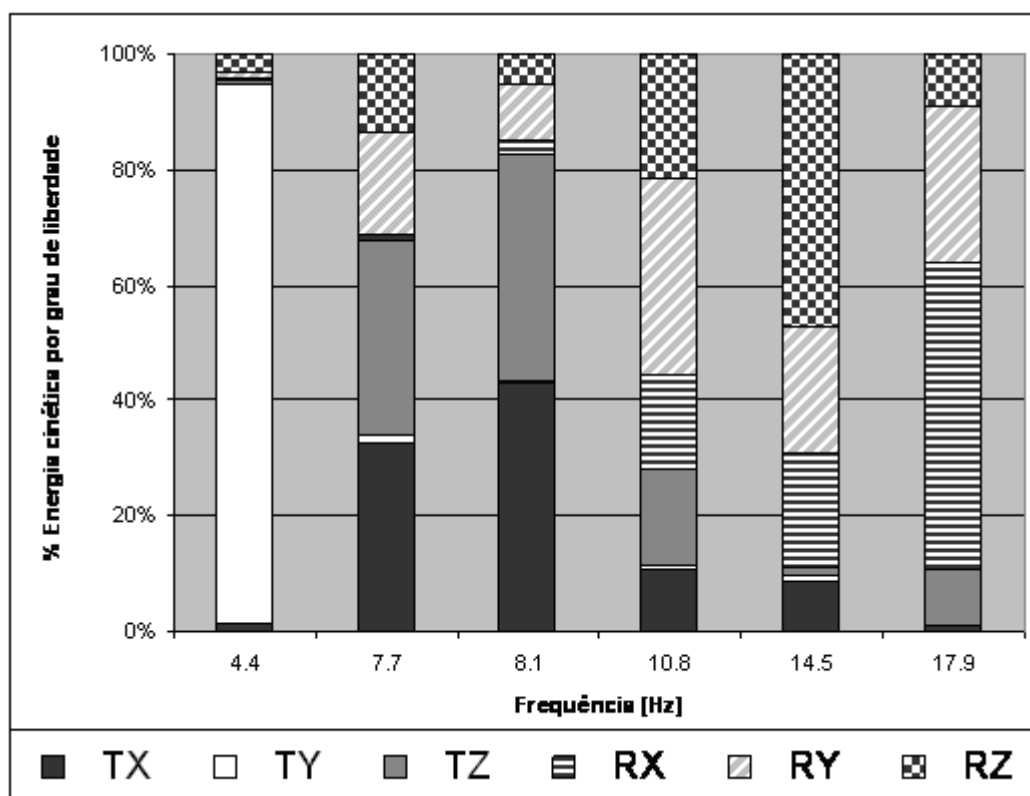
As seis frequências naturais de corpo rígido e a distribuição de energia cinética por modo de vibrar do modelo 2 são expressos na Tabela 8 e ilustrados Figura 58.

Tabela 8 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade do modelo 2.

	Frequência [Hz]					
	4,4	7,7	8,1	10,8	14,5	17,9
TX	0,0	31,5	54,0	4,7	2,4	0,0
TY	99,8	0,1	0,0	0,1	0,0	0,0
TZ	0,0	48,4	42,5	12,0	0,0	2,5
RX	0,0	0,0	0,1	11,8	13,5	74,4
RY	0,0	12,6	2,6	51,7	14,3	20,2
RZ	0,1	7,5	0,8	19,6	69,8	2,9

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 58 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 2).



Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que a energia cinética em cada frequência natural encontra-se distribuída nos graus de liberdade, definindo seis modos de corpo rígido, mistos e acoplados. Fisicamente os acoplamentos dos modos de vibrar observados no modelo 2 foram possíveis devido a assimetria do modelo, seja de posição ou como rigidez dos coxins.

Matematicamente o acoplamento é evidenciado nas matrizes de massa e rigidez do modelo 2, representado pelas equações (87), (88) e (89). Observa-se que todas as matrizes são

positivas definidas, simétricas. A matriz de rigidez global, equação (89), possui entradas diferentes de zero na diagonal principal e nas demais posições; tal situação faz com que os autovetores, representados pela equação (91), sejam multi-direcionais para cada autovalor associado, representados pela equação (90).

$$[M] = \begin{vmatrix} 150 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 150 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 150 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 13,5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 7,5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 14,5 \end{vmatrix} \quad (87)$$

$$[k] = \begin{vmatrix} 411667 & 0 & 0 & 0 & -1500 & -46333 \\ 0 & 117778 & 0 & 2000 & 0 & -8000 \\ 0 & 0 & 450000 & -50000 & -44000 & 0 \\ 0 & 2000 & -50000 & 150876 & 26400 & -1200 \\ -1500 & 0 & -44000 & 26400 & 48387 & 20100 \\ -46333,3 & -8000 & 0 & -1200 & 20100 & 104467 \end{vmatrix} \quad (88)$$

$$[K_{tiu}] = \begin{vmatrix} 2744,44 & 0,00 & 0,00 & 0,00 & -44,72 & -993,49 \\ 0,00 & 785,19 & 0,00 & 44,44 & 0,00 & -171,54 \\ 0,00 & 0,00 & 3000,00 & -1111,11 & -1311,83 & 0,00 \\ 0,00 & 44,44 & -1111,11 & 11176,03 & 2623,65 & -85,77 \\ -44,72 & 0,00 & -1311,83 & 2623,65 & 6451,57 & 1927,44 \\ -993,49 & -171,54 & 0,00 & -85,77 & 1927,44 & 7204,60 \end{vmatrix} \quad (89)$$

$$[w] = \begin{vmatrix} 112,7 & 91,3 & 67,7 & 51,1 & 48,5 & 27,9 \end{vmatrix} \quad (90)$$

$$[\Phi] = \begin{vmatrix} 0,02 & 0,18 & 0,32 & 1,00 & 0,97 & 0,02 \\ 0,00 & 0,03 & 0,02 & -0,01 & -0,04 & 1,00 \\ 0,18 & 0,03 & -0,49 & 0,90 & -1,00 & -0,01 \\ -1,00 & 0,42 & -0,49 & 0,05 & 0,03 & 0,00 \\ -0,51 & -0,47 & 1,00 & 0,22 & -0,52 & -0,01 \\ -0,17 & -1,00 & -0,63 & 0,12 & 0,40 & 0,03 \end{vmatrix} \quad (91)$$

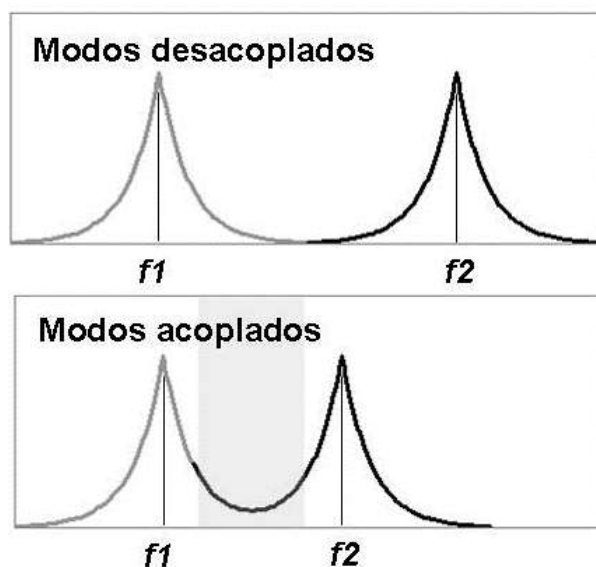
Determinados acoplamentos entre graus de liberdade de translação e graus de liberdade de rotação podem ser controlados alterando valores de variáveis conforme ilustrado na Tabela 9 representado como um corpo rígido através de propriedades inércias (massa, centro de gravidade, momentos e produtos de inércia).

Tabela 9 – Acoplamentos e variáveis de influência.

Acoplamento	Variáveis de influência
$TX + RY$	$z_{ld}, z_{le}, z_{tr}, kx_{ld}, kx_{le}$ e kx_{tr}
$TX + RZ$	$y_{ld}, y_{le}, y_{tr}, kx_{ld}, kx_{le}$ e kx_{tr}
$TY + RX$	$z_{ld}, z_{le}, z_{tr}, ky_{ld}, ky_{le}$ e ky_{tr}
$TY + RZ$	$x_{ld}, x_{le}, x_{tr}, ky_{ld}, ky_{le}$ e ky_{tr}
$TZ + RX$	$y_{ld}, y_{le}, y_{tr}, kz_{ld}, kz_{le}$ e kz_{tr}
$TZ + RY$	$x_{ld}, x_{le}, x_{tr}, kz_{ld}, kz_{le}$ e kz_{tr}
$RX + RY$	$x_{ld}, y_{ld}, x_{le}, y_{le}, x_{tr}, y_{tr}, kz_{ld}, kz_{le}$ e kz_{tr}
$RX + RZ$	$x_{ld}, z_{ld}, x_{le}, z_{le}, x_{tr}, z_{tr}, ky_{ld}, ky_{le}$ e ky_{tr}
$RY + RZ$	$x_{ld}, z_{ld}, x_{le}, z_{le}, x_{tr}, z_{tr}, ky_{ld}, ky_{le}$ e ky_{tr}

Fonte: Elaborado pelo autor

Acoplamentos entre graus de liberdade podem ser controlados aproximando as frequências naturais equivalentes conforme ilustrado na Figura 59.

Figura 59 – Modos acoplados por sobreposição de frequências

Fonte: Elaborado pelo autor

5.2 Modelo de conjunto propulsor fixado ao veículo

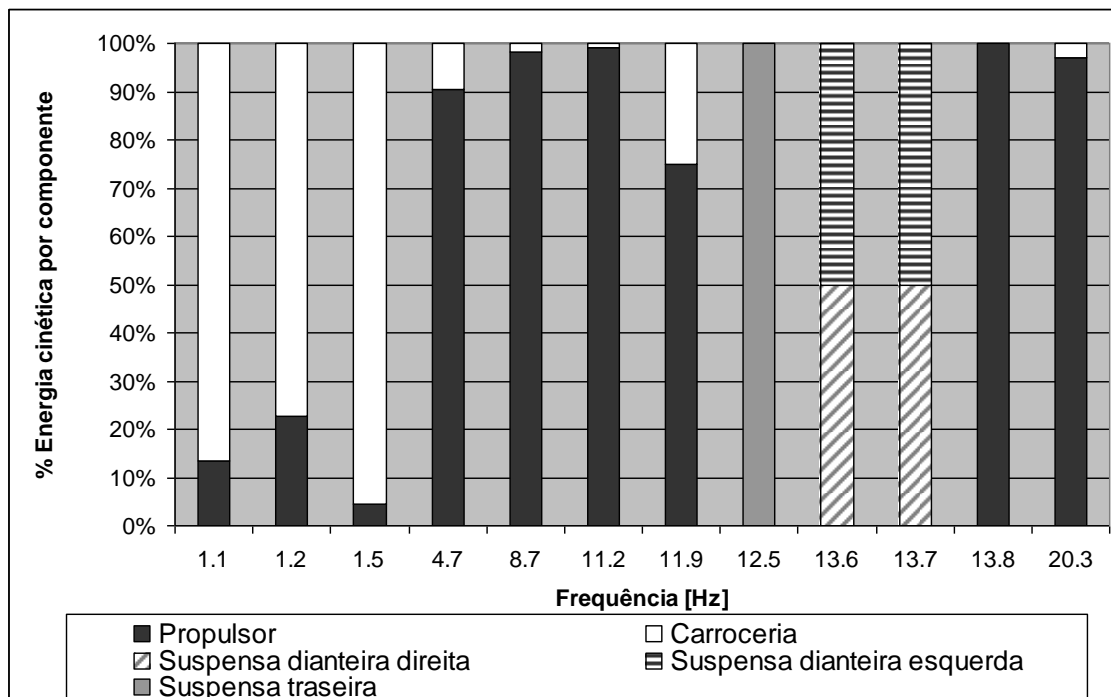
Acoplando o propulsor do modelo 1, cujos parâmetros estão expressos na Tabela 5, ao um modelo de veículo cujos parâmetros estão expressos na Tabela 10, criou-se um modelo 3 de veículo completo de 12 graus de liberdade cujos 12 modos de vibrar são expressos na Figura 60.

Tabela 10 – Parâmetros do modelo de veículo

Massa Suspensa		
<i>MS</i>	849	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MT</i>	55	<i>kg</i>
<i>Jxx</i>	285163269	<i>Kg mm²</i>
<i>Jyy</i>	1025719022	<i>Kg mm²</i>
<i>X_cgV</i>	0	<i>mm</i>
<i>Y_cgV</i>	0	<i>mm</i>
<i>Z_cgV</i>	0	<i>mm</i>
<i>LF</i>	1153	<i>mm</i>
<i>LR</i>	1367	<i>mm</i>
<i>TF</i>	555	<i>mm</i>
<i>TR</i>	540	<i>mm</i>
<i>Kf</i>	24	<i>N/mm</i>
<i>Kr</i>	15	<i>N/mm</i>
<i>Kpf</i>	153	<i>N/mm</i>
<i>Kpr</i>	158	<i>N/mm</i>

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 60 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 3).



Fonte: Elaborado pelo autor

Observando a Figura 60, nota-se que a energia cinética é distribuída entre o propulsor e a carroceria nas quatro primeiras frequências naturais, evidenciando um acoplamento entre

ambos, nota-se também que não existe acoplamentos entre o propulsor e as suspensões do veículo.

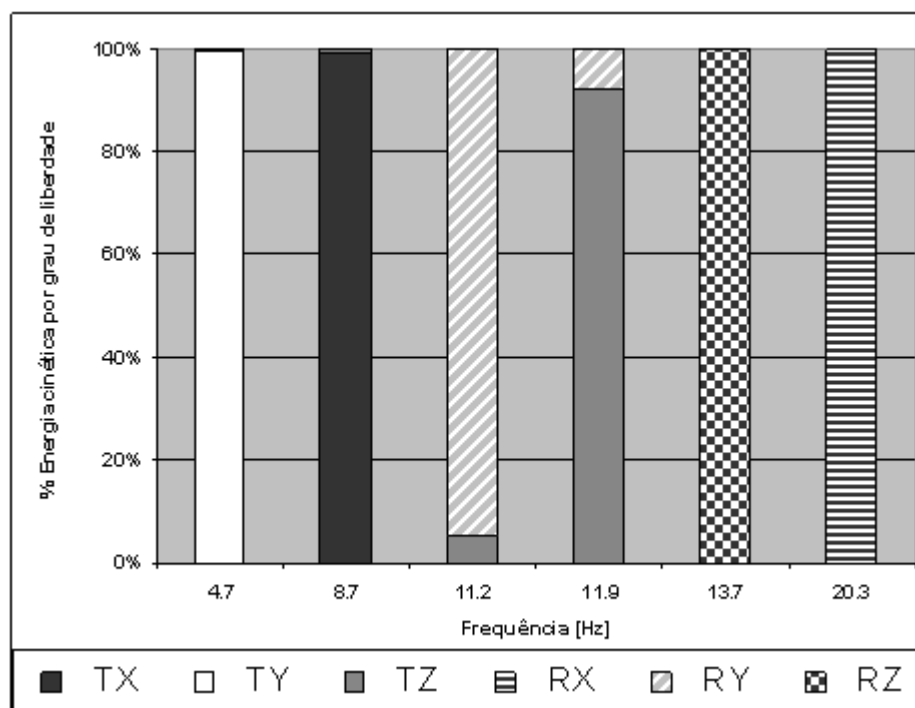
Isolando os modos que tem a maior energia cinética concentrada no conjunto propulsor, chega-se aos seis modos de corpo rígido do mesmo expresso na Tabela 11 e ilustrado na Figura 61.

Tabela 11 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 3)

	Frequência [Hz]					
	4.7	8.7	11.2	11.9	13.7	20.3
TX	0.0	99.3	0.0	0.0	0.0	0.0
TY	99.5	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
TZ	0.0	0.7	5.5	92.0	0.0	0.0
RX	0.5	0.0	0.0	0.0	0.0	100.0
RY	0.0	0.0	94.5	8.0	0.0	0.0
RZ	0.0	0.0	0.0	0.0	100.0	0.0

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 61 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (modelo 3)



Fonte: Elaborado pelo autor

Embora os parâmetros dos conjuntos propulsores do modelo 1 e do modelo 3 sejam exatamente os mesmos, nota-se uma diferença nos modos de vibrar de corpo rígido de tais

conjuntos propulsores, conforme visto na Tabela 12. Nota-se que o modo vertical TZ do conjunto propulsor fixado a base rígida que ocorre na frequência de 10.2Hz passa a ocorrer na frequência de 11,9Hz quando o propulsor é acoplado ao veículo e, o modo RX, que também é percebido como uma movimentação vertical, em base rígida ocorria na frequência de 19.6Hz passa ocorrer na frequência de 20.3Hz quando o conjunto propulsor é acoplado ao veículo.

Tabela 12 – Modos de vibrar de um propulsor fixado em base rígida e fixado a um veículo

Base rígida		Veículo	
Freq. Hz	Modo	Freq. Hz	Modo
4.5	TY	4.7	TY
8.6	TX	8.7	TX
10.2	TZ	11.9	TZ
11.2	RY	11.2	RY
13.7	RZ	13.7	RZ
19.6	RX	20.3	RX

Fonte: Elaborado pelo autor

Ao acoplar o propulsor a um veículo, tornamos o sistema excitado pela base. Quando confrontado com o propulsor fixado a uma base infinitamente rígida, nota-se mudanças significativas nos modos de corpo rígido verticais (TZ e RX). Os parâmetros que regem a dinâmica vibracional do veículo exercem uma influencia nos modos verticais de corpo rígido do propulsor e, sendo assim, não podem ser desprezados.

5.3 Modelo dinâmico

5.3.1 Simulação 1

Os parâmetros de propulsor e veículo utilizados nesta simulação estão expressos na Tabela 13.

Tabela 13 – Parâmetros da simulação 1

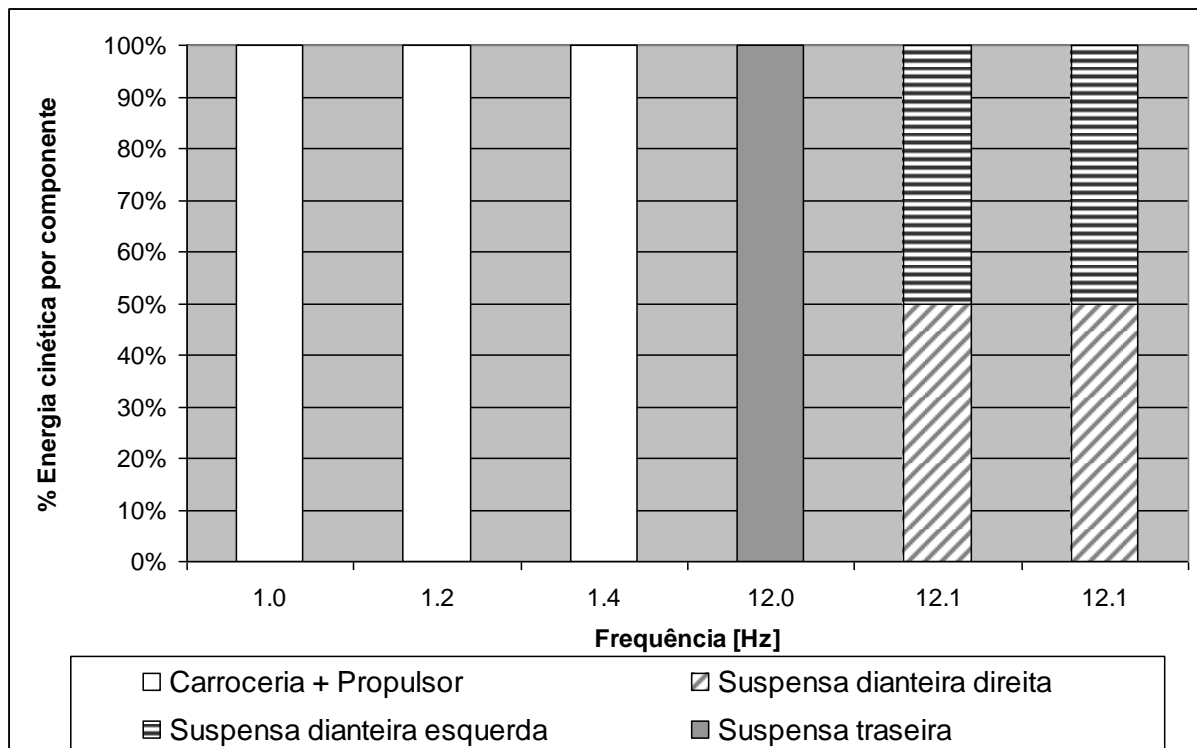
Massa Suspensa		
<i>MS</i>	849	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MT</i>	55	<i>kg</i>
<i>Jxx</i>	285163269	<i>Kg mm²</i>
<i>Jyy</i>	1025719022	<i>Kg mm²</i>
<i>V_cgX</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgZ</i>	0	<i>mm</i>
<i>LF</i>	1153	<i>mm</i>
<i>LR</i>	1367	<i>mm</i>
<i>TF</i>	555	<i>mm</i>
<i>TR</i>	540	<i>mm</i>
<i>Kf</i>	24	<i>N/mm</i>
<i>Csd</i>	0.35	<i>Ns/mm</i>
<i>Kr</i>	15	<i>N/mm</i>
<i>Cst</i>	0.40	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpf</i>	120	<i>N/mm</i>
<i>Cpf</i>	0.61	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpr</i>	140	<i>N/mm</i>
<i>Cpr</i>	0.63	<i>Ns/mm</i>

Propulsor (P)		
<i>MP</i>	150	<i>kg</i>
<i>P_cgX</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>P_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>P_cgZ</i>	200	<i>mm</i>
<i>Ixx_P</i>	13500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyy_P</i>	7500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Izz_P</i>	14500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixy_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
Coxim lado direito (CLD)		
<i>X_ld</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_ld</i>	600	<i>mm</i>
<i>Z_ld</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_ld</i>	∞	<i>N/mm</i>
<i>Ky_ld</i>	∞	<i>N/mm</i>
<i>Kz_ld</i>	∞	<i>N/mm</i>
Coxim lado esquerdo (CLE)		
<i>X_le</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_le</i>	-600	<i>mm</i>
<i>Z_le</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_le</i>	∞	<i>N/mm</i>
<i>Ky_le</i>	∞	<i>N/mm</i>
<i>Kz_le</i>	∞	<i>N/mm</i>
Retentor de torque (CTR)		
<i>X_tr</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_tr</i>	0	<i>mm</i>
<i>Z_tr</i>	-224	<i>mm</i>
<i>Kx_tr</i>	∞	<i>N/mm</i>
<i>Ky_tr</i>	∞	<i>N/mm</i>
<i>Kz_tr</i>	∞	<i>N/mm</i>

Fonte: Elaborado pelo autor

Os modos de vibrar do modelo da simulação 1 estão ilustrados na Figura 62.

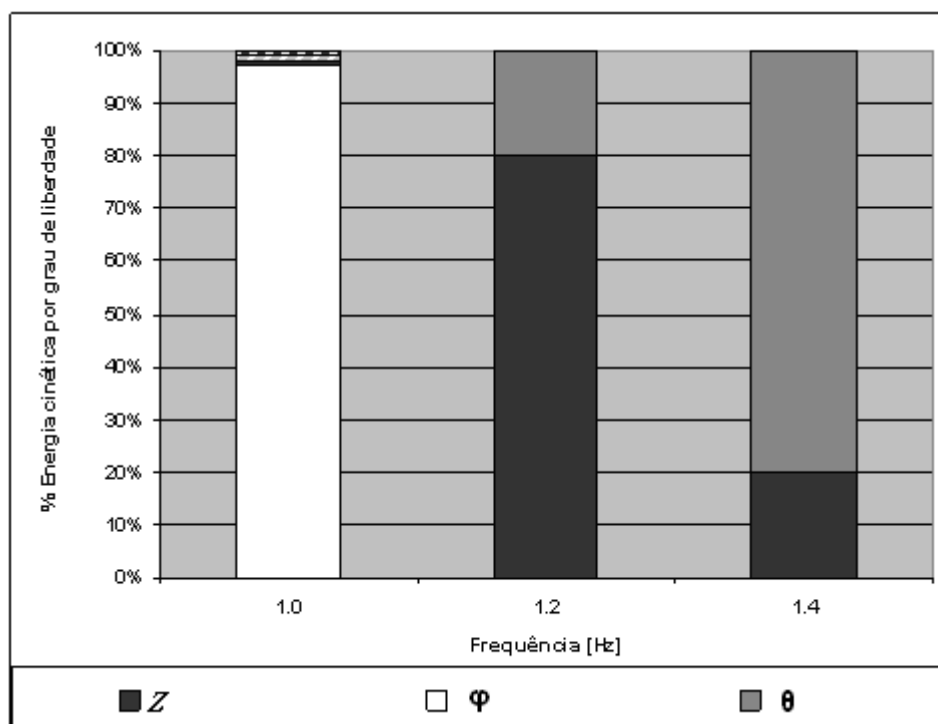
Figura 62 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 1)



Fonte: Elaborado pelo autor

Expandindo os modos de vibrar relativos à carroceria temos a distribuição de energia cinética por grau de liberdade ilustrado na Figura 63.

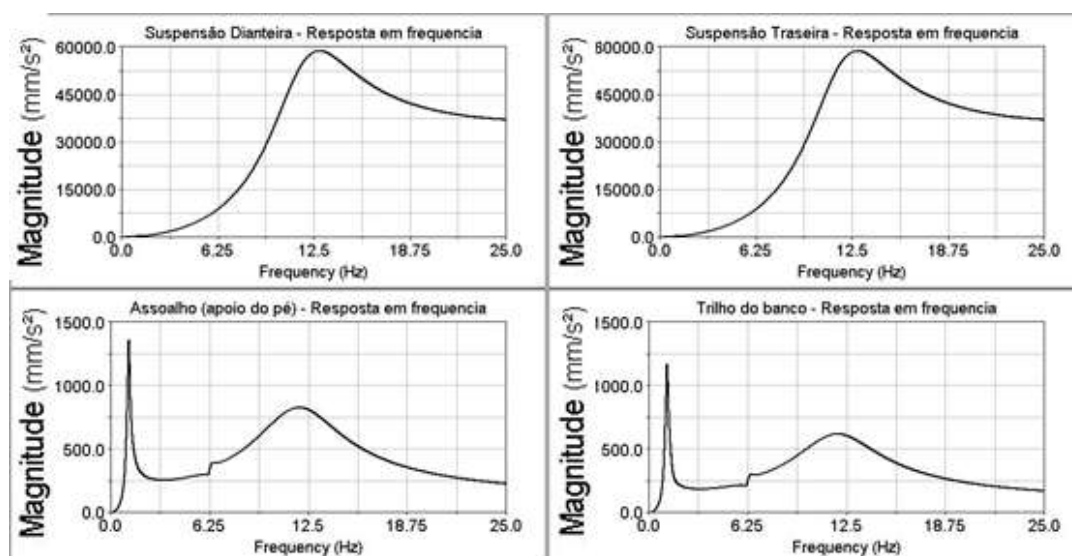
Figura 63 – Modos de corpo rígido da carroceria e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 1)



Fonte: Elaborado pelo autor

Submetendo o modelo da simulação 1 ao sinal de varredura de frequência de 0 a 25Hz, e avaliando a resposta em frequência dos sinais temporais obteve-se as respostas ilustradas na Figura 64.

Figura 64 – Resposta em frequência (simulação 1)



Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que os picos dos gráficos ilustrados na Figura 64 são as frequências naturais da massa suspensa e da massa não suspensa, portanto não existe nenhuma frequência natural associada ao conjunto do propulsor.

5.3.2 Simulação 2

Os parâmetros do modelo da simulação 2 estão expressos na Tabela 14.

Tabela 14 – Parâmetros da simulação 2

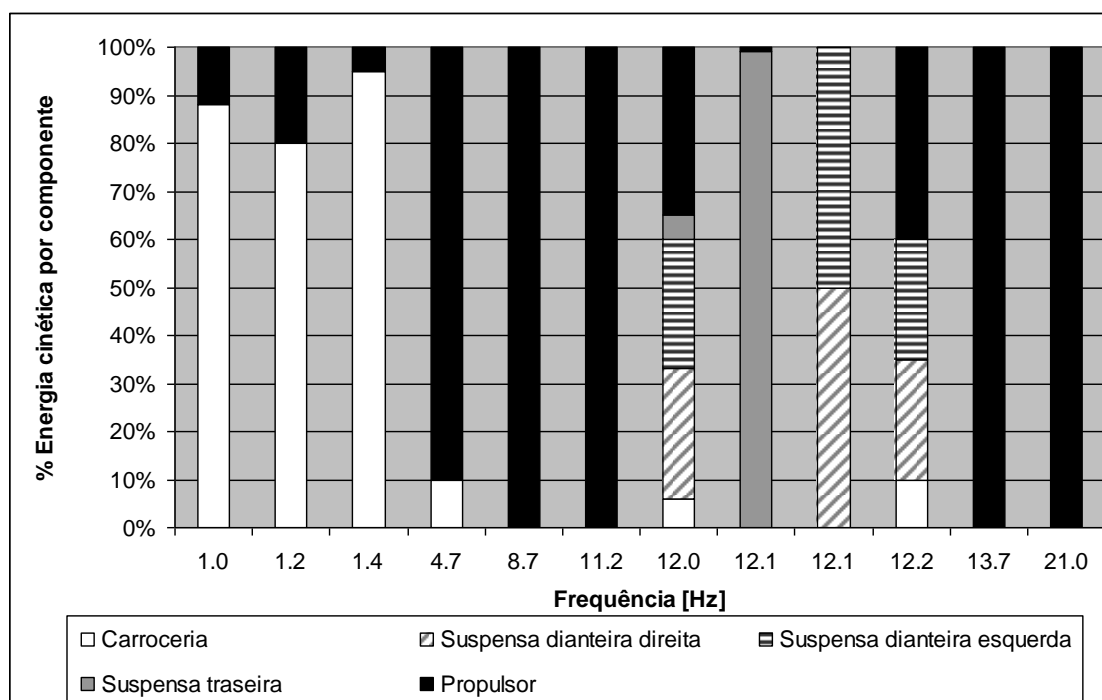
Massa Suspensa		
<i>MS</i>	849	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MT</i>	55	<i>kg</i>
<i>Jxx</i>	285163269	<i>Kg mm²</i>
<i>Jyy</i>	1025719022	<i>Kg mm²</i>
<i>V_cgX</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgZ</i>	0	<i>mm</i>
<i>LF</i>	1153	<i>mm</i>
<i>LR</i>	1367	<i>mm</i>
<i>TF</i>	555	<i>mm</i>
<i>TR</i>	540	<i>mm</i>
<i>Kf</i>	24	<i>N/mm</i>
<i>Csd</i>	0.35	<i>Ns/mm</i>
<i>Kr</i>	15	<i>N/mm</i>
<i>Cst</i>	0.40	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpf</i>	120	<i>N/mm</i>
<i>Cpf</i>	0.61	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpr</i>	140	<i>N/mm</i>
<i>Cpr</i>	0.63	<i>Ns/mm</i>

Propulsor (P)		
<i>MP</i>	150	<i>kg</i>
<i>P_cgX</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>P_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>P_cgZ</i>	200	<i>mm</i>
<i>Ixx_P</i>	13500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyy_P</i>	7500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Izz_P</i>	14500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixy_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
Coxim lado direito (CLD)		
<i>X_ld</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_ld</i>	600	<i>mm</i>
<i>Z_ld</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_ld</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_ld</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_ld</i>	300	<i>N/mm</i>
Coxim lado esquerdo (CLE)		
<i>X_le</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_le</i>	-600	<i>mm</i>
<i>Z_le</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_le</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_le</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_le</i>	300	<i>N/mm</i>
Retentor de torque (CTR)		
<i>X_tr</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_tr</i>	0	<i>mm</i>
<i>Z_tr</i>	-224	<i>mm</i>
<i>Kx_tr</i>	141.67	<i>N/mm</i>
<i>Ky_tr</i>	37.8	<i>N/mm</i>
<i>Kz_tr</i>	70	<i>N/mm</i>

Fonte: Elaborado pelo autor

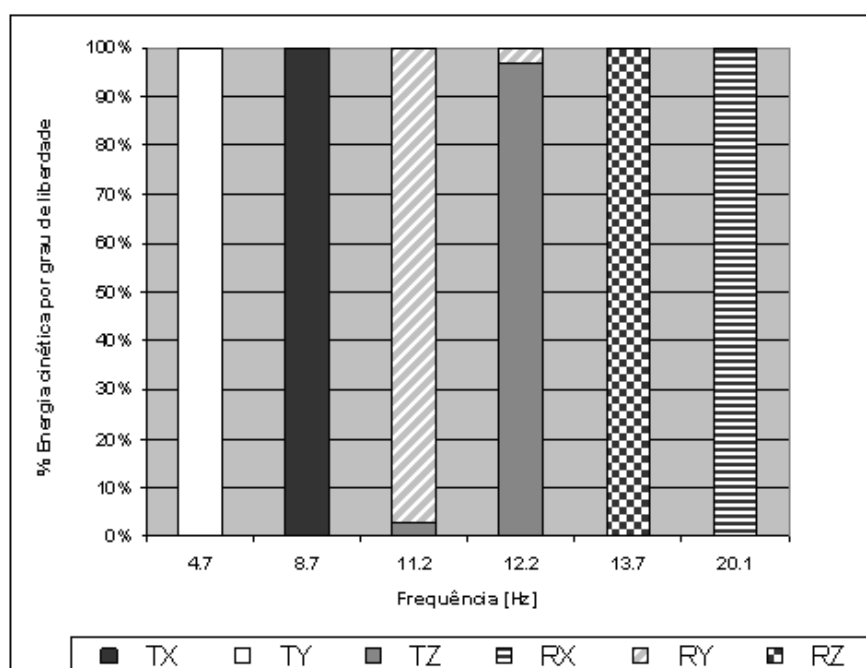
Os modos de vibrar do veículo e do propulsor estão ilustrados na Figura 65 e na Figura

Figura 65 - Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 2)



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 66 – Modos de corpo rígido do conjunto do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 2)

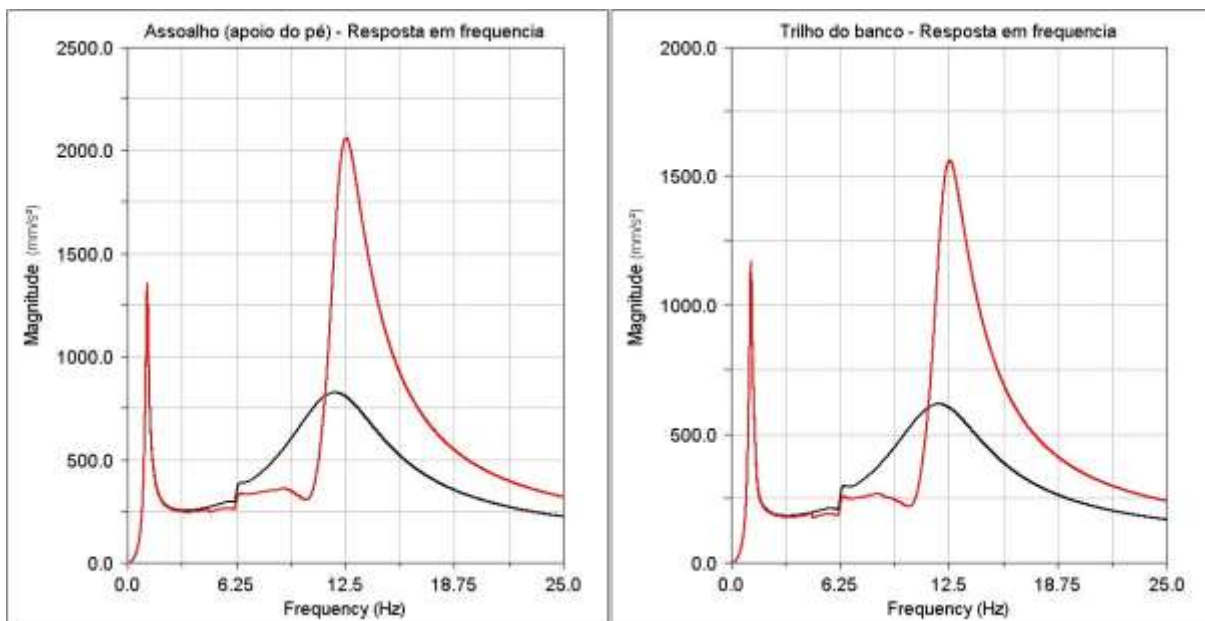


Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que o modo vertical do propulsor é puro e esta acoplado com o modo da suspensão anterior numa frequência de 12,0Hz.

Submetendo o modelo da simulação 2 ao sinal de varredura de frequência de 0 a 25Hz, e avaliando a resposta em frequência dos sinais temporais obteve-se as respostas ilustradas na Figura 67, Figura 68 e na Figura 69.

Figura 67 – Resposta em frequência das acelerações (mm/s^2) no assoalho e trilho do banco (simulações 1 e 2)



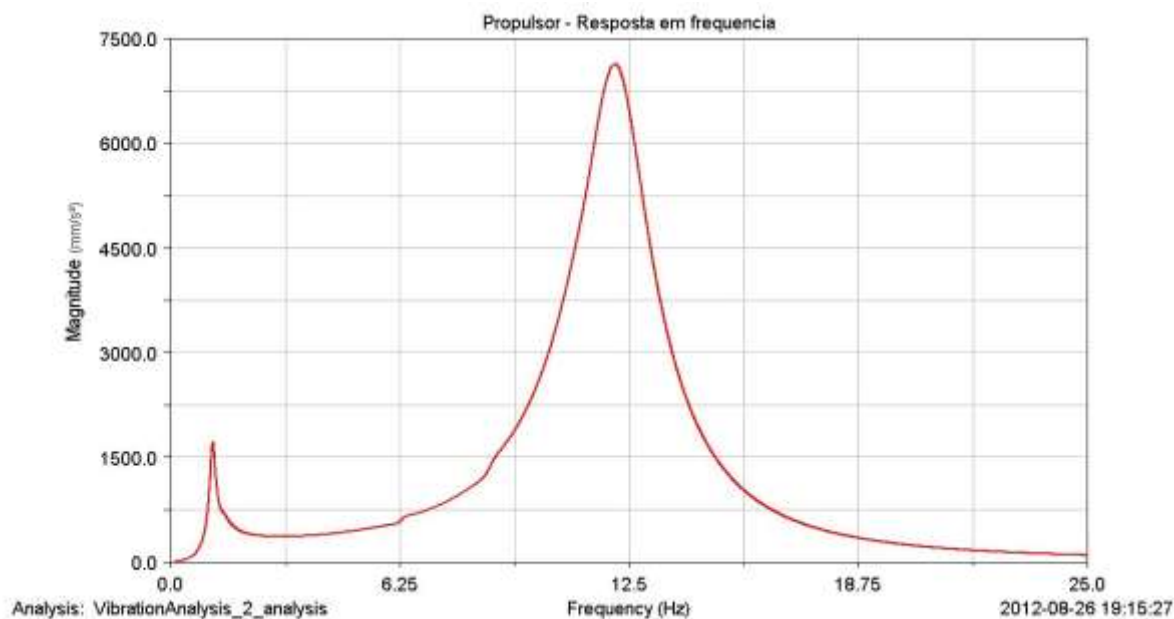
Simulação 1

Simulação 2

Fonte: Elaborado pelo autor

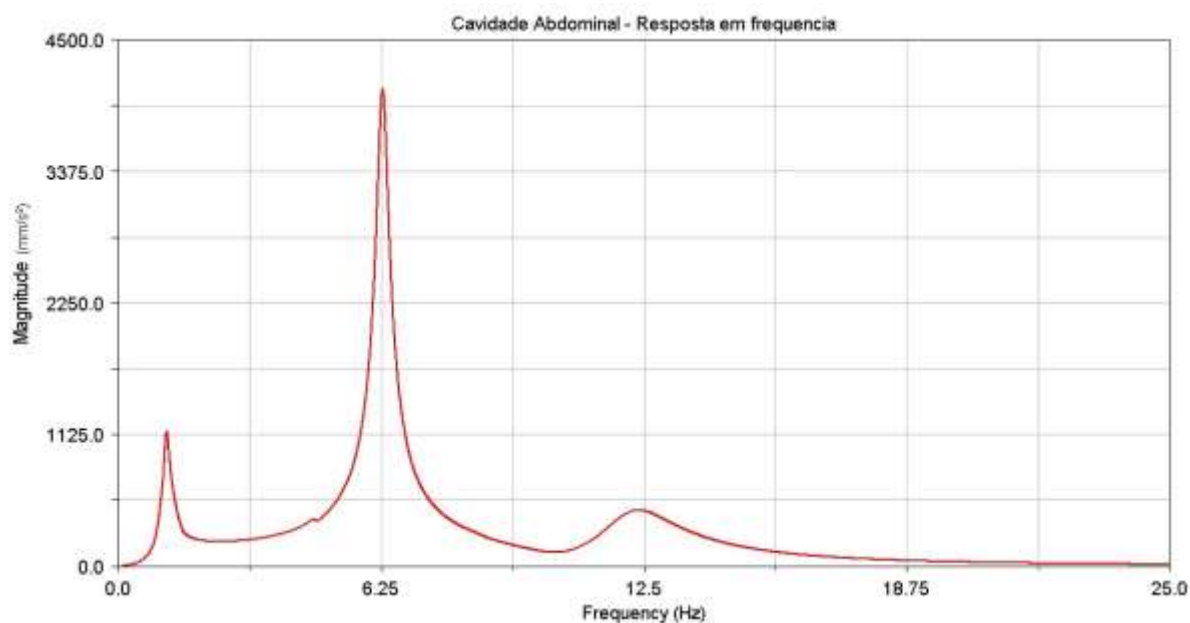
Observando o gráfico de resposta em frequência dos acelerômetros do assoalho e do trilho do banco fica evidente um pico de aceleração na frequência de 12Hz na simulação 2 em relação a simulação 1. O pico em questão é evidenciado pela contribuição da energia cinética do propulsor somado a energia cinética da suspensão dianteira.

Figura 68 – Resposta em frequência da aceleração no propulsor (simulação 2)



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 69 – Resposta em frequência de aceleração na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2)



Fonte: Elaborado pelo autor

O confronto dos resultados entre as simulações 1 e 2 estão representados nas Tabela 15 e na Tabela 16.

Tabela 15 – Confronto dos resultados das simulações 1 e 2

	Assoalho		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12.0	825.0	480.3
Simulação 2	12.2	2059.0	748.0
	Trilho do banco		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12	615	361
Simulação 2	12.2	1560.0	566.4
	Propulsor		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	-	-	-
Simulação 2	12.2	7136.0	2133.5

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 16 – Confronto da percepção de conforto com base na aceleração da cavidade abdominal das simulações 1 e 2.

	Cavidade Abdominal (Vísceras)	
	F. Dom.	Pico
	Hz	mm/s ²
Simulação 1	-	-
Simulação 2	6.0	4080.0

Fonte: Elaborado pelo autor

Os resultados RMS e de pico obtidos na resposta em frequência dos acelerômetros dos pontos estruturais do veículo são significativamente maiores na simulação 2, evidenciando a participação do propulsor no comportamento vibracional do veículo.

5.3.3 Simulação 3

Os parâmetros do modelo da simulação 3 estão expressos na Tabela 17.

Tabela 17 – Parâmetros da simulação 3

Massa Suspensa			Propulsor (P)		
<i>MS</i>	849	<i>kg</i>	<i>MP</i>	150	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>	<i>P_cgX</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>	<i>P_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>MT</i>	55	<i>kg</i>	<i>P_cgZ</i>	200	<i>mm</i>
<i>Jxx</i>	285163269	<i>Kg mm²</i>	<i>Ixx_P</i>	13500000	<i>Kg mm²</i>

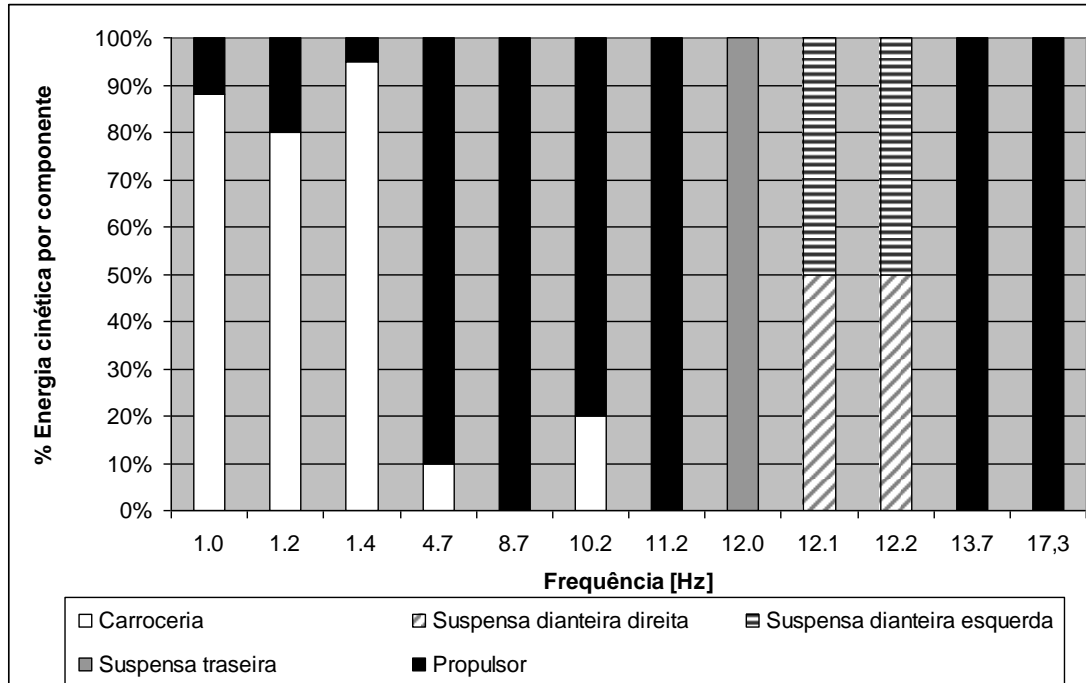
<i>Jyy</i>	1025719022	<i>Kg mm²</i>
<i>V_cgX</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgZ</i>	0	<i>mm</i>
<i>LF</i>	1153	<i>mm</i>
<i>LR</i>	1367	<i>mm</i>
<i>TF</i>	555	<i>mm</i>
<i>TR</i>	540	<i>mm</i>
<i>Kf</i>	24	<i>N/mm</i>
<i>Csd</i>	0.35	<i>Ns/mm</i>
<i>Kr</i>	15	<i>N/mm</i>
<i>Cst</i>	0.40	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpf</i>	120	<i>N/mm</i>
<i>Cpf</i>	0.61	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpr</i>	140	<i>N/mm</i>
<i>Cpr</i>	0.63	<i>Ns/mm</i>

<i>lyy_P</i>	7500000	<i>Kg mm²</i>
<i>lzz_P</i>	14500000	<i>Kg mm²</i>
<i>lxy_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>lxz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>lyz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
Coxim lado direito (CLD)		
<i>X_id</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_id</i>	600	<i>mm</i>
<i>Z_id</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_id</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_id</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_id</i>	200	<i>N/mm</i>
Coxim lado esquerdo (CLE)		
<i>X_le</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_le</i>	-600	<i>mm</i>
<i>Z_le</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_le</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_le</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_le</i>	200	<i>N/mm</i>
Retentor de torque (CTR)		
<i>X_tr</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_tr</i>	0	<i>mm</i>
<i>Z_tr</i>	-224	<i>mm</i>
<i>Kx_tr</i>	141.7	<i>N/mm</i>
<i>Ky_tr</i>	37.8	<i>N/mm</i>
<i>Kz_tr</i>	70	<i>N/mm</i>

Fonte: Elaborado pelo autor

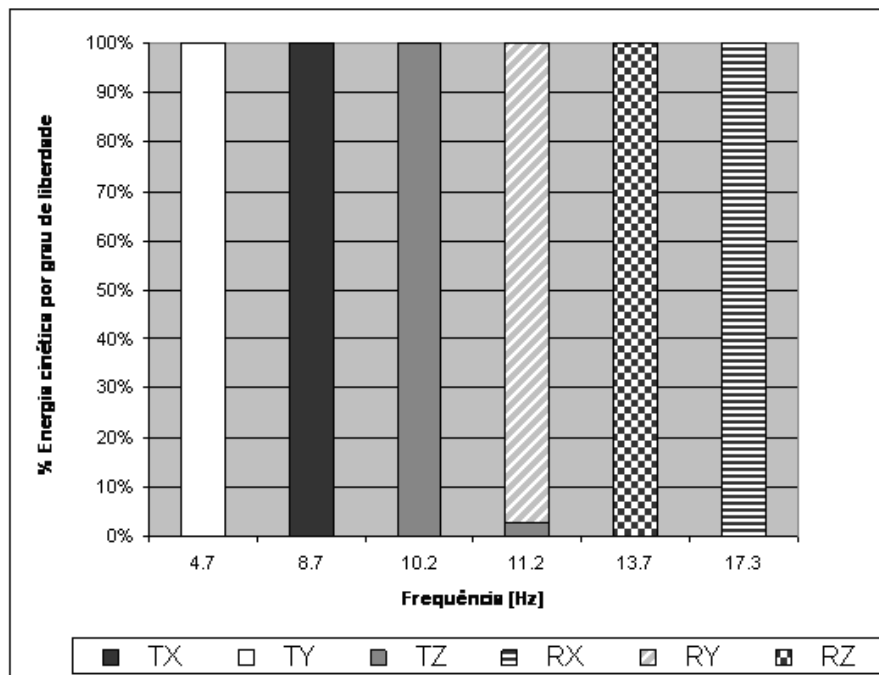
Os modos de vibrar do veículo e do propulsor estão ilustrados na Figura 70 e na Figura 71.

Figura 70 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 3)



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 71 – Modos de corpo rígido do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 3)

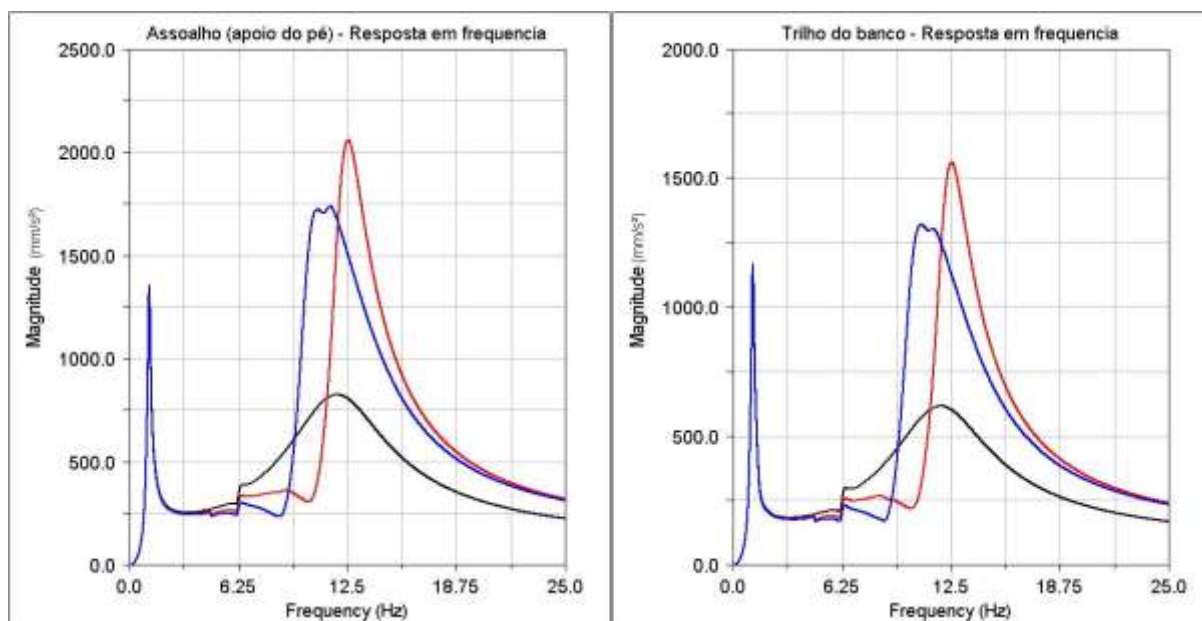


Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que o modo vertical do propulsor é puro e está desacoplado com o modo da suspensão anterior.

Submetendo o modelo da simulação 3 ao sinal de varredura de frequência de 0 a 25Hz, e avaliando a resposta em frequência dos sinais temporais obteve-se as respostas ilustradas na Figura 72, Figura 73 e na Figura 74.

Figura 72 – Resposta em frequência das acelerações no assoalho e trilho do banco (simulações 1, 2 e 3)



Simulação 1

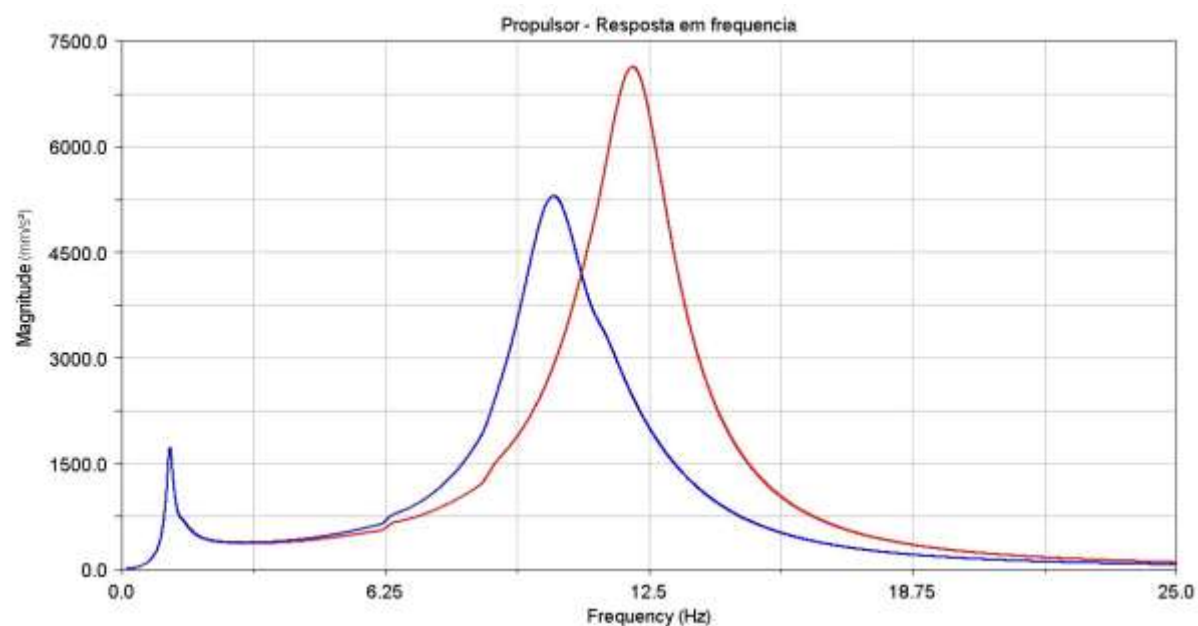
Simulação 2

Simulação 3

Fonte: Elaborado pelo autor

Comparando os resultados da simulação 3 com os resultados da simulação 2, fica evidente que desacoplar o modo vertical do propulsor do modo vertical da suspensão dianteira reduz o valor do pico de aceleração nos gráficos de resposta em frequência nos pontos estruturais do veículo (assoalho e trilho do banco).

Figura 73 – Resposta em frequência das acelerações nos propulsores (simulações 2 e 3)

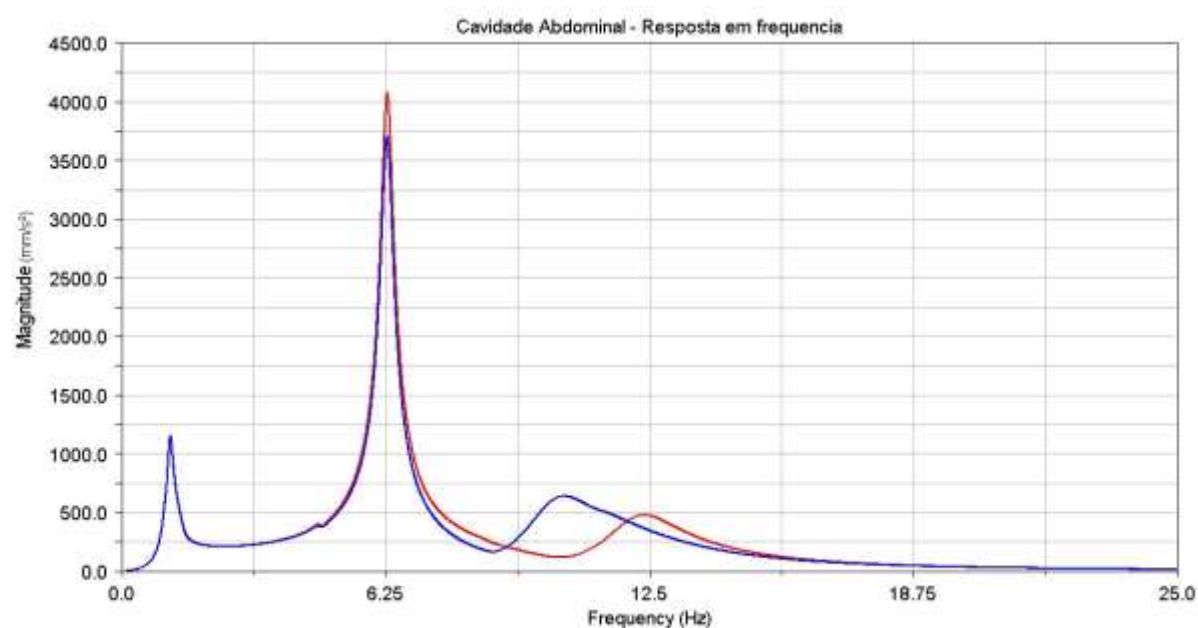


Simulação 2

Simulação 3

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 74 – Resposta em frequência das acelerações na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2 e 3)



Simulação 2

Simulação 3

Fonte: Elaborado pelo autor

O confronto dos resultados entre as simulações 1, 2 e 3 estão representados na Tabela 18 e na Tabela 19

Tabela 18 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2 e 3.

	Assoalho		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12.0	825.0	480.3
Simulação 2	12.2	2059.0	748.0
Simulação 3	10.2	1738.9	765.0
	Trilho do banco		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12	615	361
Simulação 2	12.2	1560.0	566.4
Simulação 3	10.2	1319.0	578.0
	Propulsor		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	-	-	-
Simulação 2	12.2	7136.0	2133.5
Simulação 3	10.2	5297.0	1615.7

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 19 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2 e 3.

	Cavidade Abdominal (Vísceras)	
	F. Dom.	Pico
	Hz	mm/s ²
Simulação 1	-	-
Simulação 2	6.0	4080.0
Simulação 3	6.0	3660.0

Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se uma redução no nível de aceleração na cavidade abdominal do modelo biomecânico evidenciando, portanto, uma melhora no conforto.

5.3.4 Simulação 4

Os parâmetros do modelo da simulação 4 estão expressos na Tabela 20.

Tabela 20 – Parâmetros da simulação 4

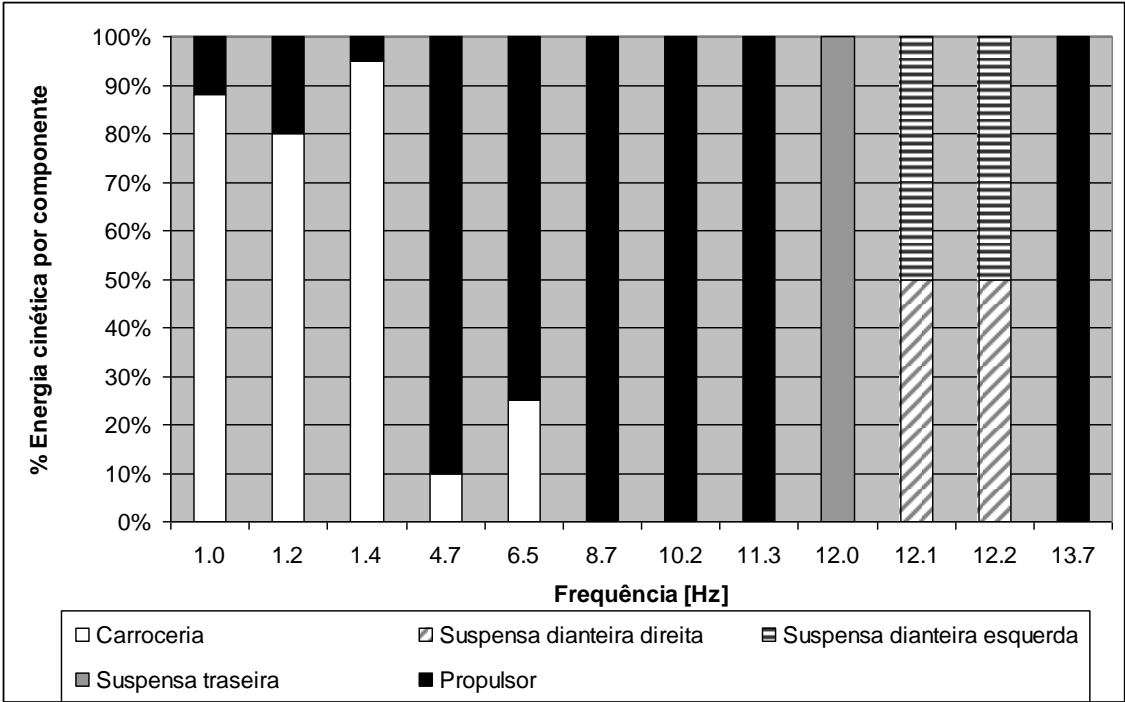
Massa Suspensa		
<i>MS</i>	849	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MT</i>	55	<i>kg</i>
<i>Jxx</i>	285163269	<i>Kg mm²</i>
<i>Jyy</i>	1025719022	<i>Kg mm²</i>
<i>V_cgX</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgZ</i>	0	<i>mm</i>
<i>LF</i>	1153	<i>mm</i>
<i>LR</i>	1367	<i>mm</i>
<i>TF</i>	555	<i>mm</i>
<i>TR</i>	540	<i>mm</i>
<i>Kf</i>	24	<i>N/mm</i>
<i>Csd</i>	0.35	<i>Ns/mm</i>
<i>Kr</i>	15	<i>N/mm</i>
<i>Cst</i>	0.40	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpf</i>	120	<i>N/mm</i>
<i>Cpf</i>	0.61	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpr</i>	140	<i>N/mm</i>
<i>Cpr</i>	0.63	<i>Ns/mm</i>

Propulsor (P)		
<i>MP</i>	150	<i>kg</i>
<i>P_cgX</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>P_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>P_cgZ</i>	200	<i>mm</i>
<i>Ixx_P</i>	13500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyy_P</i>	7500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Izz_P</i>	14500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixy_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
Coxim lado direito (CLD)		
<i>X_ld</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_ld</i>	600	<i>mm</i>
<i>Z_ld</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_ld</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_ld</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_ld</i>	60	<i>N/mm</i>
Coxim lado esquerdo (CLE)		
<i>X_le</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_le</i>	-600	<i>mm</i>
<i>Z_le</i>	400	<i>mm</i>
<i>Kx_le</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_le</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_le</i>	60	<i>N/mm</i>
Retentor de torque (CTR)		
<i>X_tr</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_tr</i>	0	<i>mm</i>
<i>Z_tr</i>	-224	<i>mm</i>
<i>Kx_tr</i>	141.7	<i>N/mm</i>
<i>Ky_tr</i>	37.8	<i>N/mm</i>
<i>Kz_tr</i>	70	<i>N/mm</i>

Fonte: Elaborado pelo autor

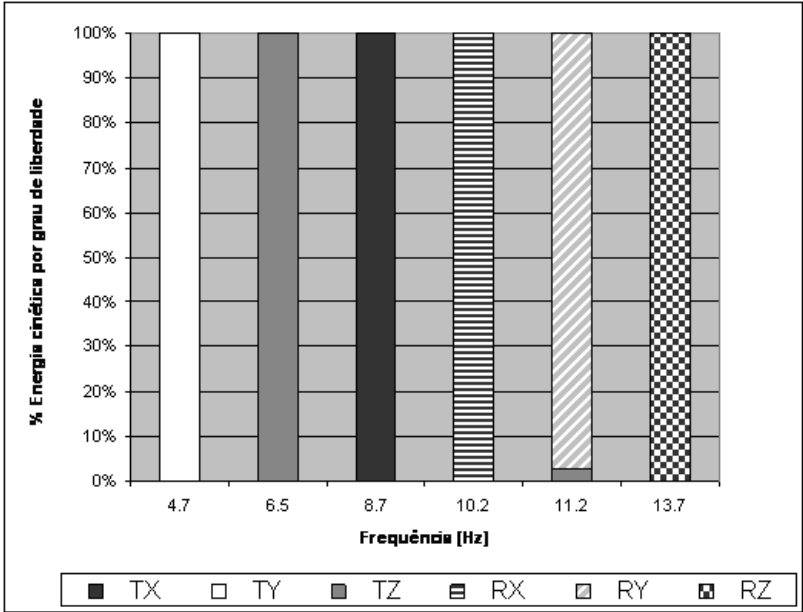
Os modos de vibrar do veículo e do propulsor estão ilustrados nas Figura 75 e Figura

Figura 75 – Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 4)



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 76 – Modos de corpo rígido do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 4)

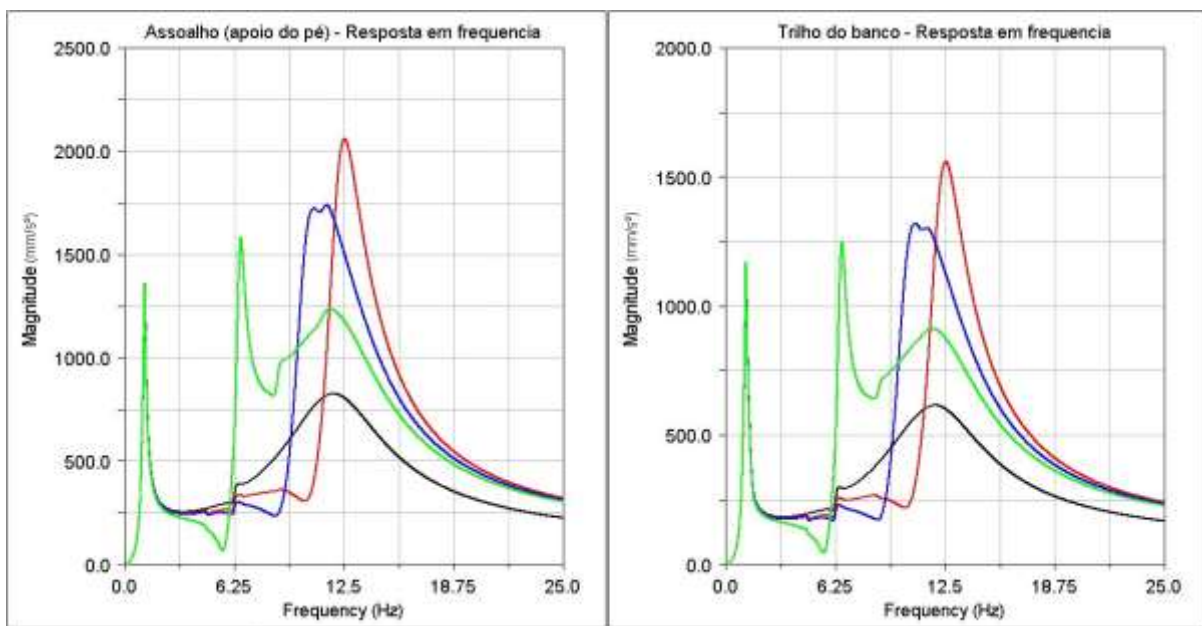


Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que o modo vertical do propulsor é puro e está desacoplado com o modo da suspensão anterior e ocorre em uma frequência próxima a frequência natural da cavidade abdominal do modelo biomecânico.

Submetendo o modelo da simulação 4 ao sinal de varredura de frequência de 0 a 25Hz, e avaliando a resposta em frequência dos sinais temporais obteve-se as respostas ilustradas na Figura 77, Figura 78 e na Figura 79.

Figura 77– Resposta em frequência das acelerações no assoalho e trilho do banco (simulações 1, 2, 3 e 4)



Simulação 1

Simulação 2

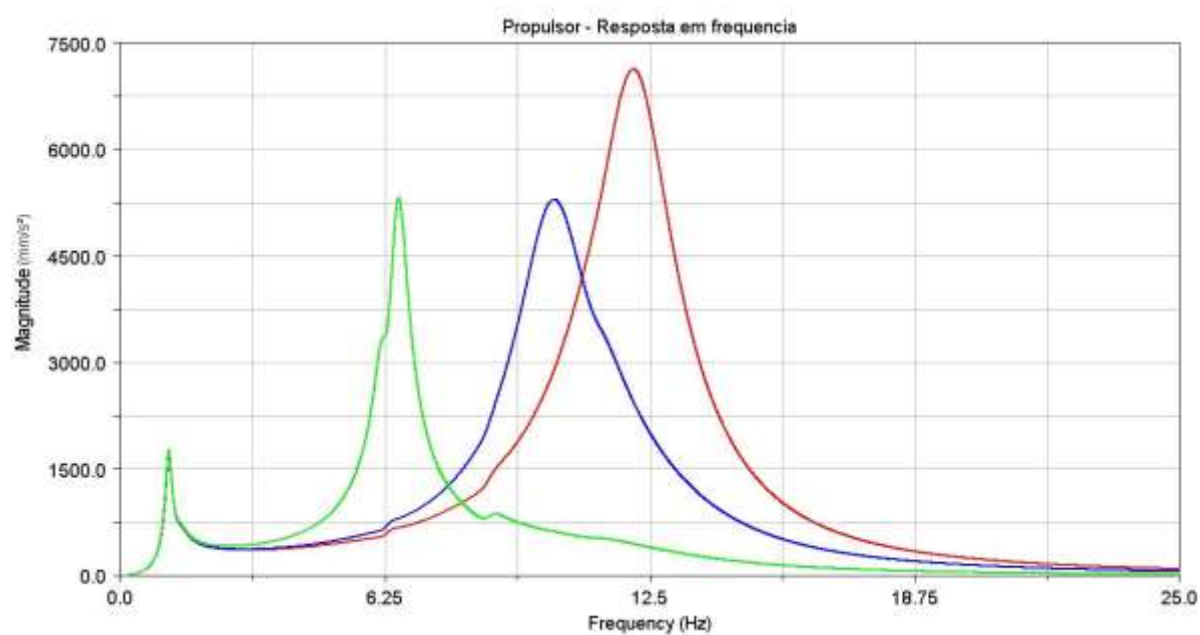
Simulação 3

Simulação 4

Fonte: Elaborado pelo autor

Comparando os resultados da simulação 4 com os resultados das simulações 2 e 3, fica evidente o desacoplamento do modo vertical do propulsor e do modo vertical (6.5Hz) da suspensão dianteira (12Hz).

Figura 78 – Resposta em frequência das acelerações nos propulsores (simulações 2, 3 e 4)



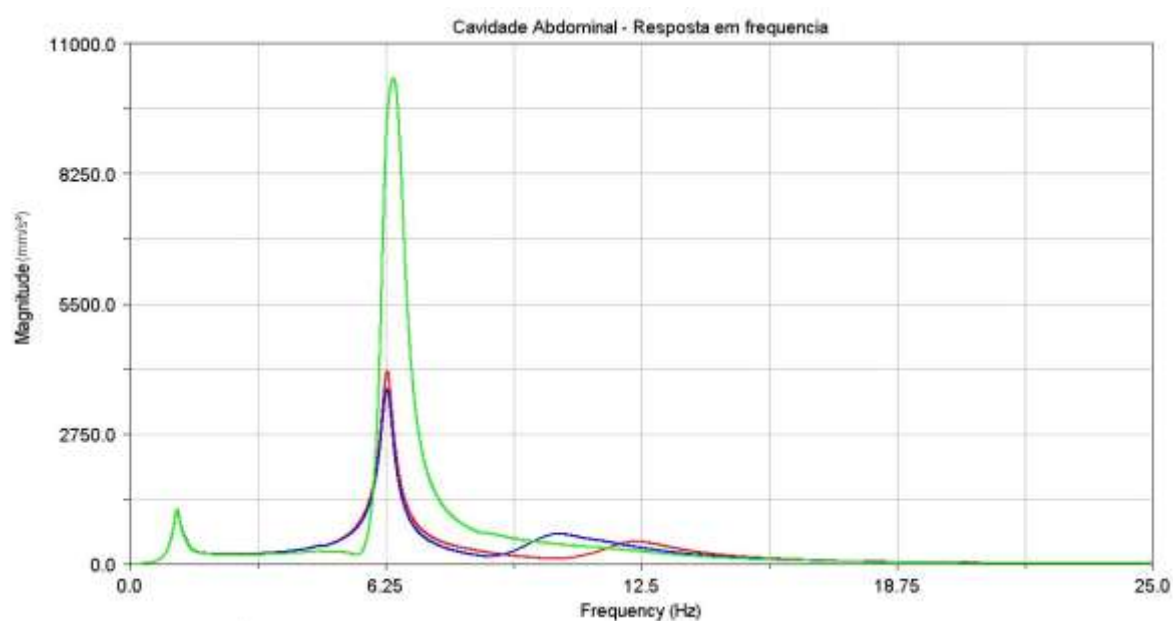
Simulação 2

Simulação 3

Simulação 4

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 79 – Resposta em frequência das acelerações na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2, 3 e 4)



Simulação 2

Simulação 3

Simulação 4

Fonte: Elaborado pelo autor

Os confrontos dos resultados entre as simulações 1, 2, 3 e 4 estão representados na Tabela 21 e na Tabela 22.

Tabela 21 – Confronto dos resultados das simulações 1,2,3 e 4

	Assoalho		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12.0	825.0	480.3
Simulação 2	12.2	2059.0	748.0
Simulação 3	10.2	1738.9	765.0
Simulação 4	6.5	1584.8	720.5

	Trilho do banco		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12	615	361
Simulação 2	12.2	1560.0	566.4
Simulação 3	10.2	1319.0	578.0
Simulação 4	6.5	1250.0	545.0

	Propulsor		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	-	-	-
Simulação 2	12.2	7136.0	2133.5
Simulação 3	10.2	5297.0	1615.7
Simulação 4	6.5	5318.0	1009.9

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 22 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2, 3 e 4.

	Cavidade Abdominal (Vísceras)	
	F. Dom.	Pico
	Hz	mm/s ²
Simulação 1	-	-
Simulação 2	6.0	4080.0
Simulação 3	6.0	3660.0
Simulação 4	6.0	10250.0

Fonte: Elaborado pelo autor

Embora não fique evidente um aumento significativo de aceleração na estrutura do veículo, o acoplamento entre o modo vertical do propulsor e o modo da cavidade abdominal gera um aumento significativo nos níveis de aceleração na cavidade abdominal do modelo biomecânico.

5.3.5 Simulação 5

Os parâmetros do modelo da simulação 5 estão expressos na Tabela 23.

Tabela 23: Parâmetros da simulação 5

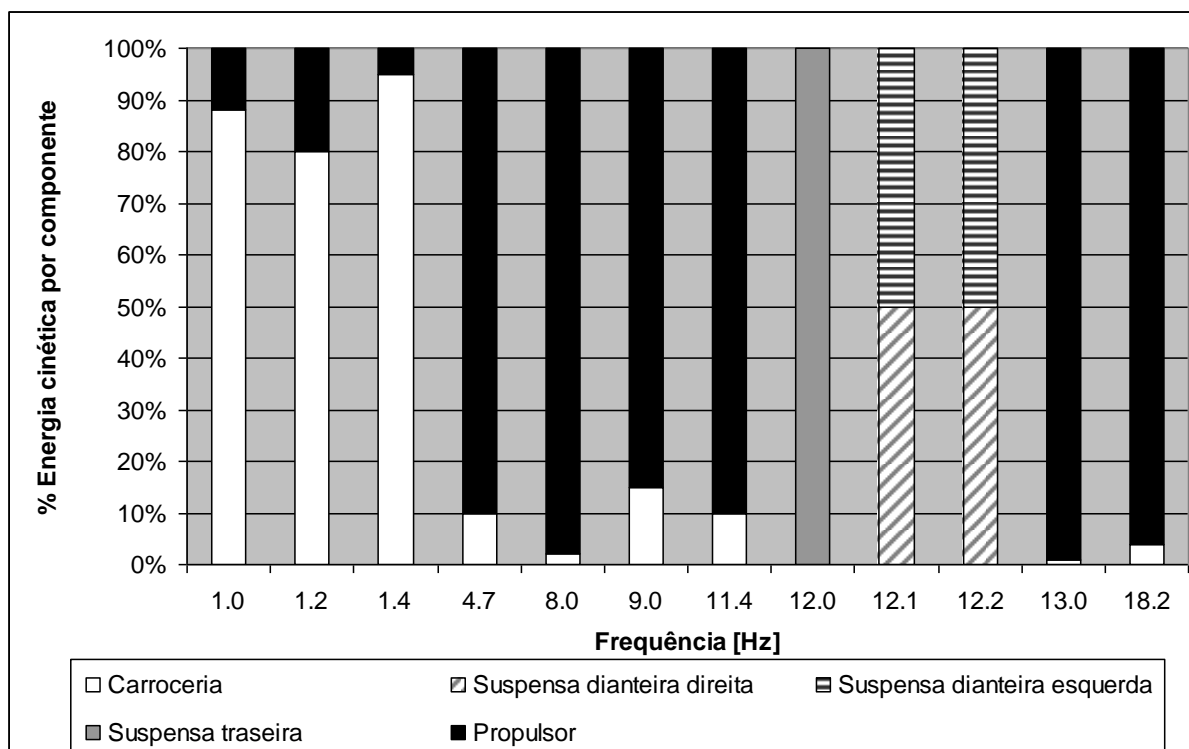
Massa Suspensa		
<i>MS</i>	849	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MNSF</i>	24	<i>kg</i>
<i>MT</i>	55	<i>kg</i>
<i>Jxx</i>	285163269	<i>Kg mm²</i>
<i>Jyy</i>	1025719022	<i>Kg mm²</i>
<i>V_cgX</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>V_cgZ</i>	0	<i>mm</i>
<i>LF</i>	1153	<i>mm</i>
<i>LR</i>	1367	<i>mm</i>
<i>TF</i>	555	<i>mm</i>
<i>TR</i>	540	<i>mm</i>
<i>Kf</i>	24	<i>N/mm</i>
<i>Csd</i>	0.35	<i>Ns/mm</i>
<i>Kr</i>	15	<i>N/mm</i>
<i>Cst</i>	0.40	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpf</i>	120	<i>N/mm</i>
<i>Cpf</i>	0.61	<i>Ns/mm</i>
<i>Kpr</i>	140	<i>N/mm</i>
<i>Cpr</i>	0.63	<i>Ns/mm</i>

Propulsor (P)		
<i>MP</i>	150	<i>kg</i>
<i>P_cgX</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>P_cgY</i>	0	<i>mm</i>
<i>P_cgZ</i>	200	<i>mm</i>
<i>Ixx_P</i>	13500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyy_P</i>	7500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Izz_P</i>	14500000	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixy_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Ixz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
<i>Iyz_P</i>	0	<i>Kg mm²</i>
Coxim lado direito (CLD)		
<i>X_ld</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_ld</i>	600	<i>mm</i>
<i>Z_ld</i>	500	<i>mm</i>
<i>Kx_ld</i>	120	<i>N/mm</i>
<i>Ky_ld</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_ld</i>	150	<i>N/mm</i>
Coxim lado esquerdo (CLE)		
<i>X_le</i>	-1200	<i>mm</i>
<i>Y_le</i>	-600	<i>mm</i>
<i>Z_le</i>	350	<i>mm</i>
<i>Kx_le</i>	150	<i>N/mm</i>
<i>Ky_le</i>	40	<i>N/mm</i>
<i>Kz_le</i>	230	<i>N/mm</i>
Retentor de torque (CTR)		
<i>X_tr</i>	-1000	<i>mm</i>
<i>Y_tr</i>	0	<i>mm</i>
<i>Z_tr</i>	-224	<i>mm</i>
<i>Kx_tr</i>	141.7	<i>N/mm</i>
<i>Ky_tr</i>	37.8	<i>N/mm</i>
<i>Kz_tr</i>	70	<i>N/mm</i>

Fonte: Elaborado pelo autor

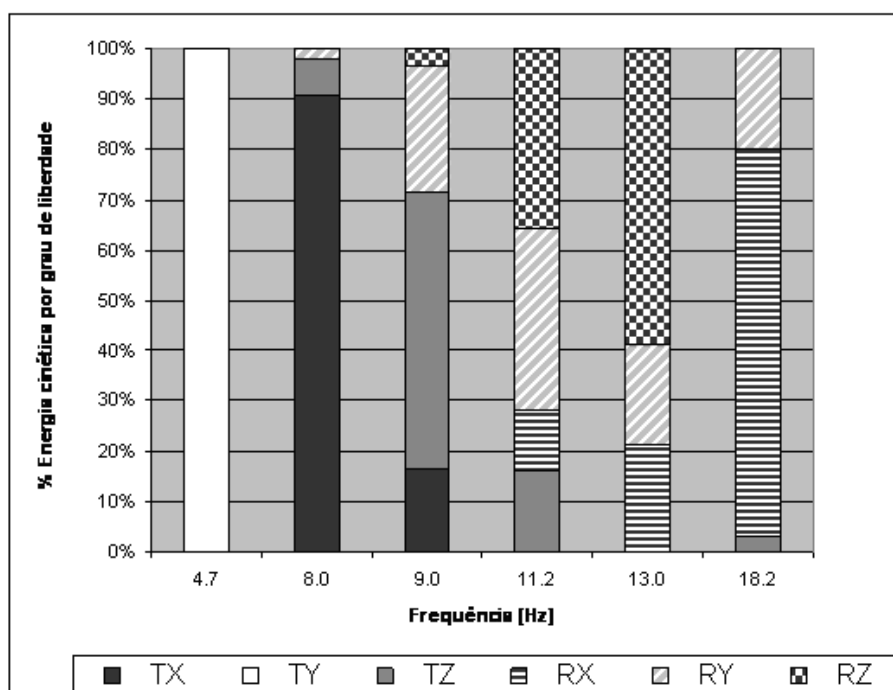
Os modos de vibrar do veículo e do propulsor estão ilustrados na Figura 79 e na Figura

Figura 80 - Modos de corpo rígido do veículo e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 5)



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 81 – Modos de corpo rígido do propulsor e percentual de energia cinética por grau de liberdade (simulação 5)

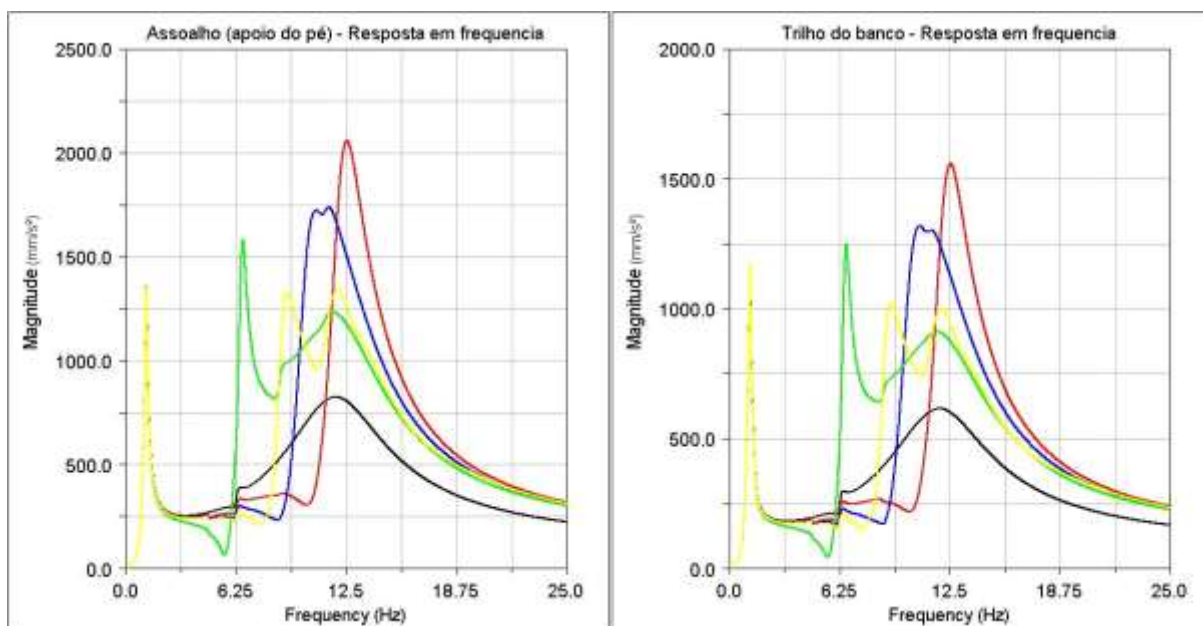


Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que o modo vertical do propulsor é misto e situa-se entre o modo da suspensão anterior e o modo da cavidade abdominal do modelo biomecânico.

Submetendo o modelo da simulação 5 ao sinal de varredura de frequência de 0 a 25Hz, e avaliando a resposta em frequência dos sinais temporais obteve-se as respostas ilustradas na Figura 82, Figura 83 e na Figura 84.

**Figura 82 – Resposta em frequência das acelerações no assoalho e trilho do banco
(simulações 1, 2, 3, 4 e 5)**



Simulação 1

Simulação 2

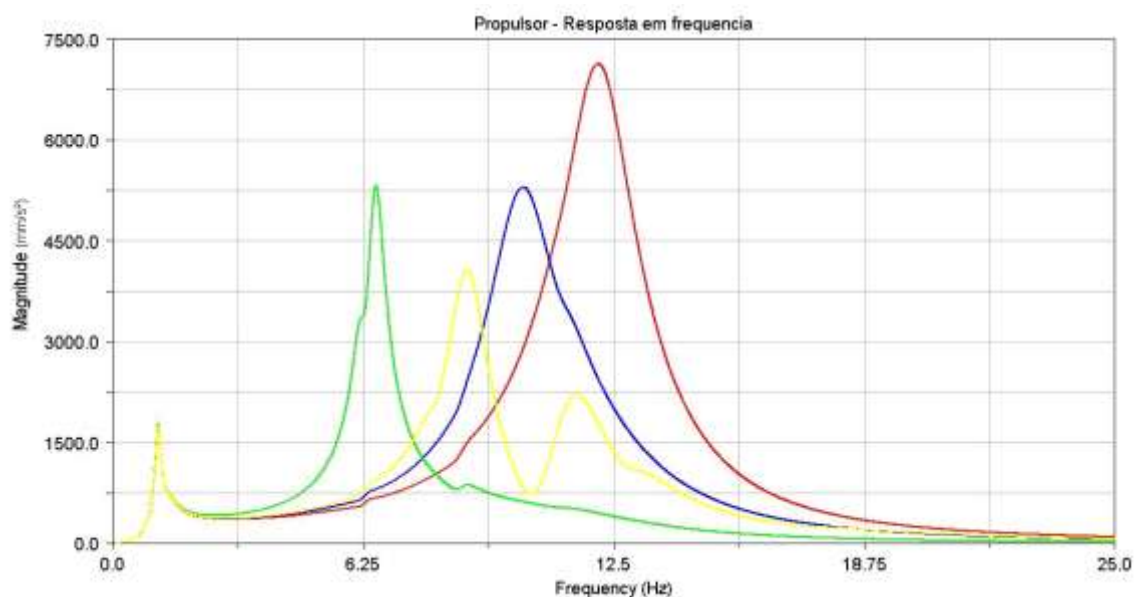
Simulação 3

Simulação 4

Simulação 5

Fonte: Elaborado pelo autor

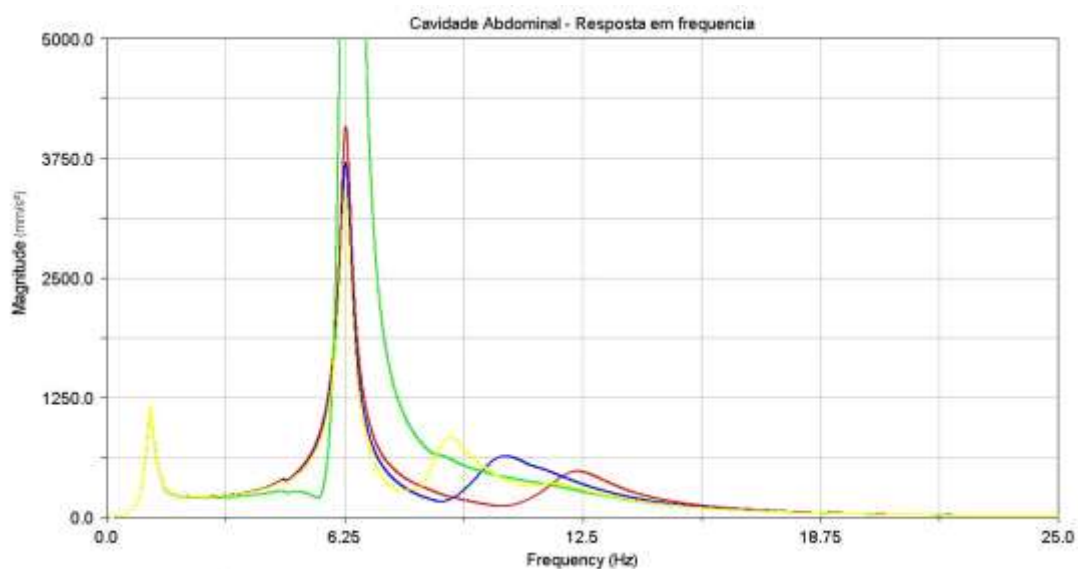
Figura 83 – Resposta em frequência das acelerações nos propulsores (simulações 2, 3,4 e 5)



Simulação 2
Simulação 3
Simulação 4
Simulação 5

Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 84 – Resposta em frequência das acelerações na cavidade abdominal do modelo biomecânico (simulação 2, 3, 4 e 5)



Simulação 2
Simulação 3
Simulação 4
Simulação 5

Fonte: Elaborado pelo autor

Os confrontos dos resultados entre as simulações 1, 2, 3, 4 e 5 estão representados na Tabela 24 e na Tabela 25.

Tabela 24 – Confronto dos resultados das simulações 1,2,3,4 e 5.

	Assoalho		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12.0	825.0	480.3
Simulação 2	12.2	2059.0	748.0
Simulação 3	10.2	1738.9	765.0
Simulação 4	6.5	1584.8	720.5
Simulação 5	9.0	1355	680
	Trilho do banco		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	12	615	361
Simulação 2	12.2	1560.0	566.4
Simulação 3	10.2	1319.0	578.0
Simulação 4	6.5	1250.0	545.0
Simulação 5	9.0	1169	513
	Propulsor		
	F. Dom.	Pico	RMS
	Hz	mm/s ²	
Simulação 1	-	-	-
Simulação 2	12.2	7136.0	2133.5
Simulação 3	10.2	5297.0	1615.7
Simulação 4	6.5	5318.0	1009.9
Simulação 5	9.0	4077	1116

Tabela 25 – Confronto dos resultados das simulações 1, 2, 3, 4 e 5.

	Cavidade Abdominal (Vísceras)	
	F. Dom.	Pico
	Hz	mm/s ²
Simulação 1	-	-
Simulação 2	6.0	4080.0
Simulação 3	6.0	3660.0
Simulação 4	6.0	10250.0
Simulação 5	6.0	3350.0

Fonte: Elaborado pelo autor

Nota-se que ao distribuir a energia cinética do modo vertical em outras direções e desacoplando este modo com os modos de massa não suspensa e com o modo da cavidade abdominal do modelo biomecânico, tanto as acelerações no veículo quanto as acelerações no modelo biomecânico são minimizadas, garantindo, assim, resultados de conforto relativamente melhores.

Para quantificar a melhora de conforto por parte do condutor, confrontaram-se os valores de aceleração em *RMS* do acelerômetro da cavidade abdominal do modelo biomecânico obtido em todas as simulações com os valores de referência da Tabela 2 (página 91), classificando as vibrações quanto ao nível de conforto. Os resultados estão expressos na Tabela 26.

Tabela 26 – Classificação do nível de conforto conforme norma *BS6841*

	F. Dom. Hz	Cavidade Abdominal (Vísceras)				Classificação conforme norma <i>BS6841</i>
		Pico mm/s ²	Pico m/s ²	RMS mm/s ²	RMS m/s ²	
Simulação 1	-	-	-	-	-	-
Simulação 2	6	4080	4.08	1381	1.4	Desconfortável / Muito Desconfortável
Simulação 3	6	3660	3.66	1251	1.3	Desconfortável / Muito Desconfortável
Simulação 4	6	10250	10.25	3812.2	3.8	Extremamente Desconfortável
Simulação 5	6	3350	3.35	1015	1.0	Moderadamente Desconfortável / Desconfortável

Fonte: Elaborado pelo autor

Sob o ponto de vista de conforto vibracional e sob os critérios da norma *BS6841* (1987), a simulação 5 apresentou um melhor desempenho sendo classificada como Desconfortável, e a simulação 3 apresentou um pior desempenho sendo classificada como extremamente desconfortável.

6 CONCLUSÕES

Para controlar os modos de vibrar do propulsor, seja como frequência natural ou como distribuição de energia cinética por grau de liberdade, deve-se controlar a posição dos coxins do propulsor em relação ao centro de gravidade do mesmo, bem como suas rigidezes lineares.

Existe uma variação significativa da frequência natural do modo vertical do propulsor quando fixado a uma base infinitamente rígida e quando fixado a um veículo, no caso do específico dos modelos abordados neste estudo a variação foi de 1,7Hz. A dinâmica do veículo influencia e é influenciadas pela dinâmica do propulsor sobre seus coxins, portanto um dimensionamento dos coxins em uma base infinitamente rígida é insuficiente para estudos relativos ao *RIDE*.

Avaliando os resultados do modelo dinâmico, tomando como referencia o acelerômetro do assoalho, conforme ilustrado na Tabela 27, nota-se que entre as simulações realizadas, as simulações 2 e 5 foram as que apresentaram respectivamente os maiores e menores valores de pico de aceleração e RMS quando comparada a simulação 1 (cenário ideal). Comparando as simulações 2 e 5, observa-se que distribuir a energia cinética do modo vertical do propulsor em outros graus de liberdade e o desacoplamento com o modo da massa não suspensa anterior do veículo gera uma redução de 52% no valor de pico de aceleração e 10% no valor RMS.

Tabela 27 –Valores de aceleração nos pontos estruturais dos modelos simulados

		F. Dom.	Pico		RMS	
		Hz	mm/s ²	Melhora /Piora %	mm/s ²	Melhora /Piora %
Assoalho	Simulação 1	12	825	39.1%	480.3	29.4%
	Simulação 2	12.2	2059	-52.0%	748	-10.0%
	Simulação 3	10.2	1738.9	-28.3%	765	-12.5%
	Simulação 4	6.5	1584.8	-17.0%	720.5	-6.0%
	Simulação 5	9	1355	-	680	-
Trilho do banco	Simulação 1	12	615	47.4%	361	47.4%
	Simulação 2	12.2	1560	-33.4%	566.4	-33.4%
	Simulação 3	10.2	1319	-12.8%	578	-12.8%
	Simulação 4	6.5	1250	-6.9%	545	-6.9%
	Simulação 5	9	1169	-	513	-
Propulsor	Simulação 1	-	-	-	-	-
	Simulação 2	12.2	7136	-75.0%	2133.5	-91.2%
	Simulação 3	10.2	5297	-29.9%	1615.7	-44.8%
	Simulação 4	6.5	5318	-30.4%	1009.9	9.5%
	Simulação 5	9	4077	-	1116	-

Fonte: Elaborado pelo autor

Sob o ponto de vista da percepção de conforto, avaliando os resultados de aceleração na cavidade abdominal no modelo biomecânico, conforme ilustrado na Tabela 28, verificou-se que a simulação 5 apresentou o menor valor de pico de aceleração, e que a simulação 4, onde o modo de vibrar vertical do propulsor é puro e acoplado com a frequência da cavidade abdominal do modelo biomecânico, apresentou um valor de pico de aceleração 206% maior que a simulação 5. De acordo com os critérios da norma *BS6841* (1987) e com os resultados ilustrados na Tabela 26 (página 142), tal diferença percentual altera a classificação de desconfortável para extremamente desconfortável.

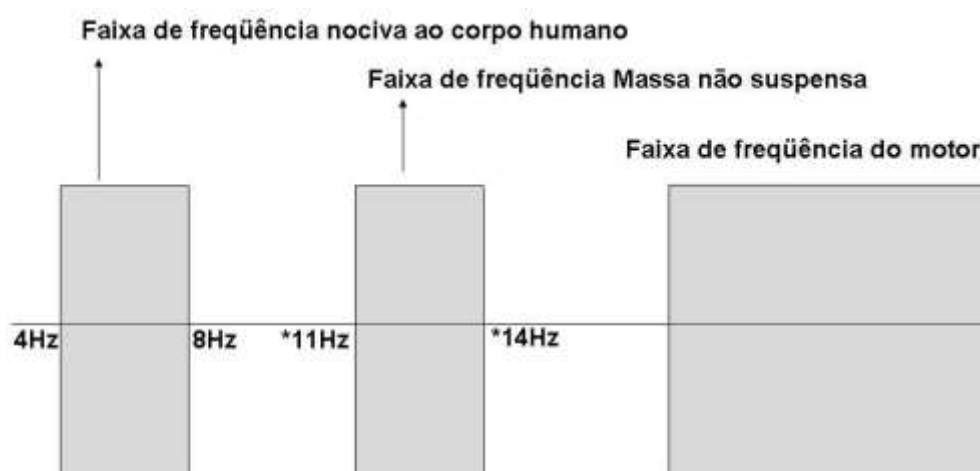
Tabela 28 – Valores de aceleração na cavidade abdominal do modelo biomecânico

	F. Dom. Hz	Pico mm/s ²	%
Simulação 1	-	-	
Simulação 2	6	4080	22%
Simulação 3	6	3660	9%
Simulação 4	6	10250	206%
Simulação 5	6	3350	-

Fonte: Elaborado pelo autor

Baseado nos resultados obtidos neste estudo conclui-se que, para melhores performances de conforto vibracional, a energia cinética do modo vertical do propulsor deve ser distribuída em outras direções e situar-se em uma faixa de frequência entre o modo vertical da cavidade abdominal do modelo biomecânico e o vertical da massa não suspensa anterior, conforme ilustrado na Figura 85.

Figura 85 – Faixas de frequência que devem ser evitadas no dimensionamento do modo vertical



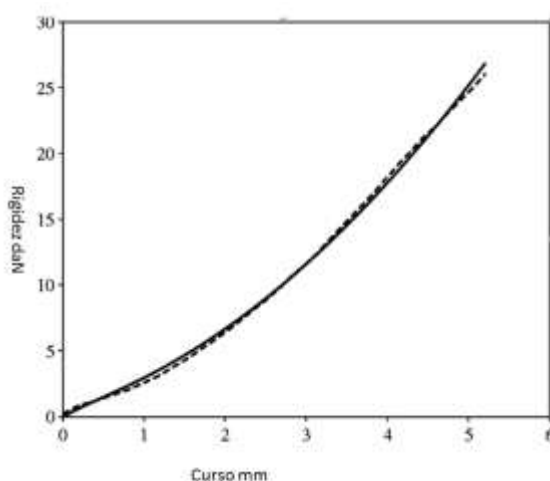
* Valores usuais de frequência de massa não suspensa para veículo de passeio

Fonte: Elaborado pelo auto

SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Conforme visto na Fundamentação teórica deste trabalho, os subsistemas da suspensões do veículo e do propulsor tem comportamento não linear pela característica dos seus componentes. Conforme visto na Figura 86 os coxins do propulsor possuem comportamento não linear e suas rigidezes dependem do seu curso. Visto que os modelos numéricos abordados neste trabalho apresentam um comportamento linear e que em condições de ressonância os coxins do propulsor podem ser solicitados em regiões não lineares de suas curvas de rigidezes, uma proposta de trabalho futuro é avaliar as influências das não linearidades dos coxins no *RIDE* de um veículo de passeio.

Figura 86 – Curva de rigidez vertical de um coxim do propulsor

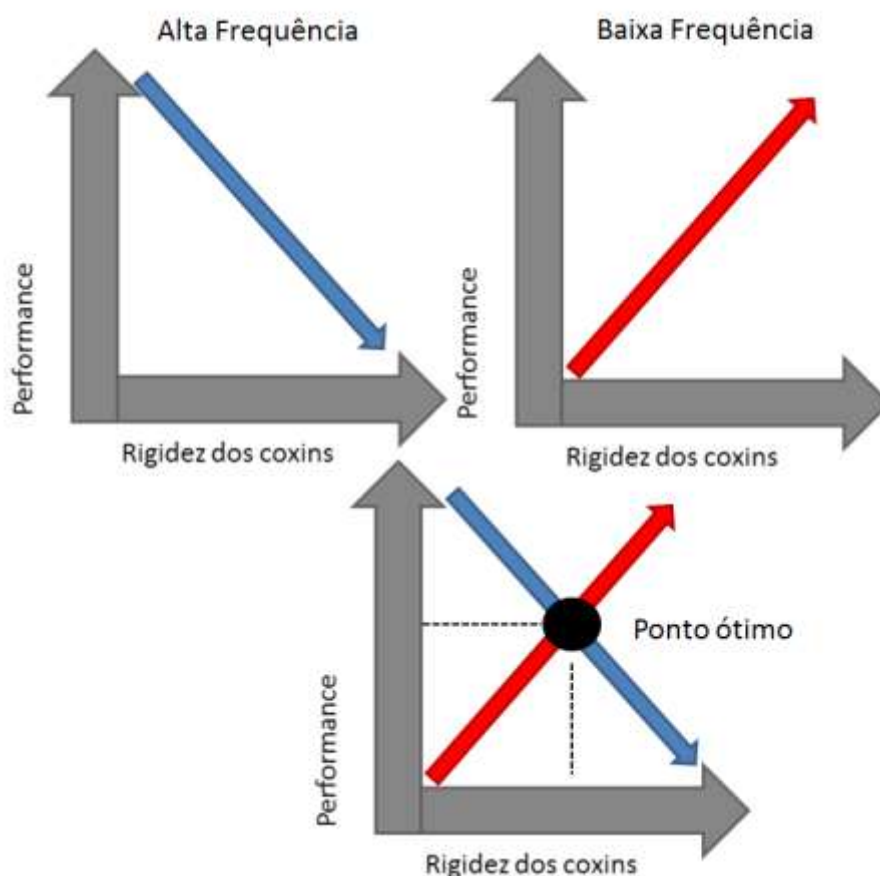


Fonte: Elaborado pelo autor

A função principal da suspensão do propulsor é isolar os ocupantes do veículo das vibrações produzidas pelo motor em regime de funcionamento. Para garantir tal isolamento é preciso ,além de conhecer as características vibracionais do motor, um dimensionamento correto das rigidezes dos coxins, em geral, valores relativamente baixos de rigidezes são necessários para minimizar as forças dinâmicas que chegam a estrutura do veículo reduzindo assim a transmissibilidade. O foco deste trabalho foi na contenção das movimentações de corpo rígido do propulsor de forma a melhorar a performance de *RIDE* de um veículo, com os resultados da simulação 1 observou-se que a movimentação do propulsor é totalmente contida quando o propulsor é ligado rigidamente a estrutura do veículo, portanto valores de rigidezes elevadas, respeitando as considerações da conclusão deste trabalho, são desejados. A

performance global da suspensão do propulsor é resultante de uma boa performance em baixas frequências (movimentações de corpo rígido do propulsor) com uma boa performance em altas frequências (isolamento das vibrações produzidas pelo motor em regime de funcionamento). Em veículos de baixo custo, como são os veículos populares vendidos no mercado brasileiro, uma boa performance do sistema de suspensão do propulsor pode ser obtida encontrando valores ótimos de rigidezes de coxins, de forma que atenda as performances de baixa e alta frequência. A Criação de modelos numéricos para simular o isolamento do veículo das vibrações produzidas pelo motor em conjunto com os modelos numéricos apresentados neste trabalho e com algoritmos de otimização poderiam auxiliar o dimensionamento ótimo das rigidezes dos coxins, otimizando a performance global do sistema de suspensão do propulsor, conforme ilustrado na Figura 87.

Figura 87 – Otimização do sistema de suspensão do propulsor



Fonte: Elaborado pelo autor

REFERÊNCIAS

ADIGUNA H., TIWARI H, SINGH R., TSENG H.E. HROVAT D. **Transient response of a hydraulic engine mount.** Journal of Sound and Vibration 268 (2003), p217–248

AZADI Mojtaba, BEHZADIPOUR Saeed, FAULKNER Garry. **Performance analysis of a semi-active mount made by a new variable stiffness spring.** Journal of Sound and Vibration 330 (2011) p.2733–2746.

BLUNDELL Mike, HARTY Damian. **Multibody System Approach to Vehicle Dynamics.** 2nd ed. Oxford: Elsevier, 2004

BOSCH Robert. **Manual de Tecnologia Automotiva.** 25. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2005.

BOUZARA, M., RICHARD, M. J., 2001, **An optimization method designed to improve 3-D vehicle comfort and road holding capability through the use of active and semi-active suspensions.** European Journal of Mechanics, v.20, n.3, p 509-520.

CRONIN Donald L. **Shake reduction in an automobile engine by means of crankshaft-mounted pendulums.** Mech. Mach. Theory, v27, n.5, p 517-533. 1992

DAVIES Barbara. **Natural Rubberits Engineering Characteristics.** MATERIALS & DESIGN Vol. 7 No. 2 MARCH/APRIL 1986

DIMITROVOVÁ Zuzana, C. RODRIGUES Hélder. **Optimization of passive vibration isolators mechanical characteristics.** Struct Multidisc Optim (2010) 42: p.325–340.

G KIM, R SINGH. **A study of passive and adaptive hydraulic engine mount systems with emphasis on non-linear characteristics.** Journal of Sound and Vibration (1995), 179(3), p 427 – 453.

GENT N. A. **Engineering with Rubber: How Design Rubber Components**. 2nd ed, Hanser Gardner, 2001.

GENTA Giancarlo, MORELLO Lorenzo. **The Automotive Chassis Volume 2: System Design**. 1st ed. Torino: Springer, 2009.

GILLESPIE D. Thomas. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. 1st ed. Warrendale: SAE, 1992.

JHA S. K. **Characteristics and sources of noise and vibration and their control in motor cars**. Journal of Sound and Vibration (1976) 47(4), p 543-558

JEONG Taeseok , SINGH Rajendra. **Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis**. Journal of Sound and Vibration (2000) 234(1), p 85-114.

LEE G, HWANG W. KIM C. **Design sensitivity analysis and optimization of an engine mount system using an frf-based substructuring method**. Journal of Sound and Vibration (2002) 255(2), p 383-397

LIANG Cho-Chung, CHIANG Chi-Feng. **Modeling of a Seated Human Body Exposed to Vertical Vibrations in Various Automotive Postures**, Industrial Health, 2008, 46, p 125-137.

KITAYAMA Fumiya, HIRATA Katsuhiro, SAKAI Masahiko. **Proposal of a Two Movers Linear Oscillatory Actuator for Active Control Engine Mounts**. IEEE TRANSACTIONS ON MAGNETICS, VOL. 49, NO. 5, (2013).

PACEJKA Hans B. **Tyre and Vehicle Dynamics**. 2nd ed. New York: Butterworth-Heinemann, 2006.

PATRÍCIO, Lúcio Flávio. **Desenvolvimento matemático e implementação numérica de um modelo tridimensional para determinação das respostas dinâmicas de um veículo automotor** Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia

Universidade Católica de Minas Gerais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2005 Belo Horizonte.

R. SINGH, G. KIM AND P. V. RAVINDRA. **Linear analysis of automotive hydro-mechanical mount with emphasis on decoupler characteristics**. Journal of Sound and Vibration (1992) 158(2), p. 219-243

REZA N. Jazar .**Vehicle Dynamics – Theory and Applications**. 1st ed. New York: Springer, 2008.

SHABANA A. Ahmed. **Dynamics of Multibody System**. 3rd ed. São Paulo: Crambridge, 2005.

TRUONG Thanh Quoc, AHN Kyoung Kwan. **A new type of semi-active hydraulic engine mount using controllable area of inertia track**. Journal of Sound and Vibration 329 (2010) 247–260.

YUNHE Yu, NAGI G. Naganathan, RAO V. Dukkipati. **A literature review of automotive vehicle engine mounting systems**. Mechanism and Machine Theory 36 (2001) p. 123-142.

WASSERMAN, D. E. **Human aspects of occupational vibrations**. Elsevier Science Publishers B.V., USA, 1987.

WU J. **A robust optimization for the frequency and decoupling ratio of a powertrain mounting system based on interval analysis**. International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No. 3, p. 409–422 (2012).