

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Conforto veicular em um veículo Toyota Etios na Cidade Universitária
Armando de Salles Oliveira - USP

Luís Felipe de Castro Aun Lima

São Paulo

2015

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Conforto veicular em um veículo Toyota Etios na Cidade Universitária
Armando de Salles Oliveira - USP

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Luís Felipe de Castro Aun Lima

Orientador Prof. Dr. Roberto Spínola Barbosa

São Paulo

2015

FICHA CATALOGRÁFICA

Lima, Luis Felipe de C. A.

**Conforto veicular em um veículo Toyota Etios na Cidade
Universitária Armando de Salles Oliveira (USP) / L.F.Lima –
São Paulo, 2015.
206p.**

**Trabalho de Formatura – Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia
Mecânica.**

**1. Conforto veicular 2. Vibrações 3. Sensoriamento 4.
Engenharia automotiva I. Universidade de São Paulo. Escola
Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Prof. Dr. Roberto Spinola Barbosa, pela orientação no trabalho e por todo o conhecimento transmitido.

À minha família e à Luisa Reis Abdala, por todo apoio durante o desenvolvimento do trabalho de formatura.

Aos meus vários colegas de engenharia mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, pelo apoio, informações e sugestões.

RESUMO

Este trabalho analisa o conforto, em relação às vibrações, de um veículo Toyota Etios na Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira e também verifica como a velocidade do carro, a pressão nos pneus e o carregamento influenciam nos resultados. Os principais conceitos sobre conforto veicular, suspensão automotiva e dinâmica veicular (o que se refere a conforto) são apresentados. Para a análise do conforto, é proposta a utilização da norma ISO 2631-1 (1997) e da técnica de análise modal. Testes com um sensor posicionado no veículo foram realizados para a coleta de dados, que foram tratados com o auxílio do software MatLab. Na análise modal pode-se chegar a duas conclusões: a pressão nos pneus pouco influi nos modos de vibrar do veículo e no conforto; o carregamento do carro influencia diretamente nas frequências naturais do veículo e no conforto dos passageiros. Quanto maior for o carregamento, menor a intensidade das vibrações transmitidas aos passageiros e maior o conforto. Na análise realizada de acordo com a ISO 2631-1 (1997), além de se ratificar as conclusões obtidas na análise modal, observou-se que quanto menor a velocidade com que o veículo trafega, melhor será o conforto de seus ocupantes. Por fim, é possível concluir que os níveis de conforto para o veículo Toyota Etios no trajeto realizado na Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira não são bons.

Palavras-chave: Conforto veicular. Vibrações. Sensoriamento. Análise modal.

ABSTRACT

This term paper analyzes the comfort, associated with vibrations, of a vehicle Toyota Etios driven through Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira and verifies how the speed of the car, the air pressure inside the tires and loading influence the results. The main concepts of vehicular comfort, automotive suspension and vehicular dynamics are introduced. For the analysis of comfort, the use of standard ISO 2631-1 (1997) and modal analysis technique is proposed. Tests with a sensor placed inside the vehicle are done to collect data, which was treated with the MatLab software. In the modal analysis, two conclusions can be drawn: the air pressure inside the tires has little influence over vibration modes and over the comfort; loading exerts direct influence over the natural frequencies of the car and thus over passenger comfort. The heavier the loading, the smaller the vibrations transmitted to the passengers, and the higher the comfort will be. In the analysis carried out in accordance with ISO 2631-1 (1997), in addition to ratifying the modal analysis results, it could be observed that the lower the speed of the vehicle, the greater the passenger comfort will be. Finally, it is possible to conclude that comfort levels of a vehicle Toyota Etios driven through Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira are unsatisfactory.

Keywords: Vehicular comfort. Vibrations. Sensoring. Modal analysis.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Sistema de eixos normalizados	4
Figura 2.2 - Sistema referência de eixos coordenados.....	8
Figura 2.3 - Limite de aceleração RMS em função da frequência e do tempo de exposição	12
Figura 3.1 – Veículo Decauville de 1897	15
Figura 3.2 – Veículo Ford com suspensão MacPherson (1950).....	16
Figura 3.3 – Lotus 99T.....	17
Figura 3.4 – Suspensão ativa de um Mercedes-Benz	19
Figura 3.5 – Suspensão traseira do tipo Hotchkiss.....	21
Figura 3.6 – Suspensão traseira do tipo quatro barras.....	22
Figura 3.7 – Suspensão traseira do tipo De Dion	22
Figura 3.8 – Suspensão com eixo de torção.....	23
Figura 3.9 – Suspensão independente do tipo braço de arrasto	24
Figura 3.10 – Suspensão do tipo semi braço de arrasto.....	25
Figura 3.11 – Suspensão do tipo braço curto e longo	25
Figura 3.12 – Suspensão independente do tipo multi barras.....	26
Figura 3.13 – Suspensão traseira independente do tipo braço oscilante	27
Figura 3.14 – Suspensão dianteira MacPherson	28
Figura 3.15 – Suspensão traseira MacPherson.....	28
Figura 3.16 – Componentes de uma suspensão veicular	29

Figura 3.17 – Feixe de molas semi elípticas.....	31
Figura 3.18 – Molas semi elípticas com pastilhas redutoras de atrito.....	31
Figura 3.19 – Suspensão com mola helicoidal	32
Figura 3.20 – Componente axial e radial da força gerada nas molas helicoidais com carga lateral	33
Figura 3.21 – Mola helicoidal do tipo barril	34
Figura 3.22 – Mola pneumática	35
Figura 3.23 – Batente da suspensão veicular.....	36
Figura 3.24 – Amortecedores telescópicos.....	37
Figura 3.25 – Coxim da suspensão	38
Figura 3.26 – Barra estabilizadora do veículo VW Gol	39
Figura 4.1 – Contato do pneu com o solo	40
Figura 5.1 – Sistema massa-mola-amortecedor	53
Figura 5.2 – Modelo de um quarto de carro.....	54
Figura 5.3 – Ilustração do meio carro	55
Figura 5.4 – Modelo de meio carro com dois graus de liberdade	56
Figura 5.5 – Modelo de um carro inteiro com sete graus de liberdade	57
Figura 5.6 – Espectro da aceleração da massa suspensa para diferentes frequências naturais	62
Figura 5.7 – Sensor posicionado no banco do veículo	63
Figura 5.8 – Efeito do amortecimento no isolamento das vibrações.....	64
Figura 5.9 – Método da meia banda de potência.....	66

Figura 6.1 – Sensor InvenSense MPU-6000	67
Figura 6.2 – Artefato para proteger o sensor	68
Figura 6.3 – Interface do software Baseflight.....	69
Figura 6.4 – Sensor posicionado no banco do veículo	72
Figura 6.5 – Percurso na Cidade Universitária da USP	73
Figura 7.1 – Interface do MatLab.....	76
Figura 7.2 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 1	77
Figura 7.3 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 1.....	78
Figura 7.4 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 2	79
Figura 7.5 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 2.....	80
Figura 7.6 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 3	81
Figura 7.7 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 3.....	82
Figura 7.8 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 4	83
Figura 7.9 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 4.....	84
Figura 7.10 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 5	85

Figura 7.11 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 5.....	86
Figura 7.12 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 6	87
Figura 7.13 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 6.....	88
Figura 7.14 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 7	89
Figura 7.15 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 7.....	90
Figura 7.16 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 8	91
Figura 7.17 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 8.....	92
Figura 7.18 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 9	93
Figura 7.19 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 9.....	94
Figura 7.20 – Gráfico das acelerações rotacionadas na condição 1	99
Figura 7.21 – Gráfico das velocidades angulares rotacionadas na condição 1	100
Figura 7.22 – Aceleração Az na condição 1 após interpolação linear	101
Figura 7.23 – Gráfico do PSD sem decimação e filtro (Az, condição 1)	102
Figura 7.24 – Gráfico do PSD (Az, condição 1).....	103
Figura 7.25 – Gráfico com o primeiro modo (Az, condição 1).....	104

Figura 7.26 – Gráfico de meia banda de potência (A_z , condição 1)	105
Figura 7.27 – Gráfico do PSD (A_x , condição 1)	106
Figura 7.28 – Pico no PSD (A_x , condição 1).....	107
Figura 7.29 – Gráfico do PSD (A_y , condição 1)	108
Figura 7.30 – Gráfico de meia banda de potência (A_y , condição 1)	109
Figura 7.31 – Gráfico do PSD (W_z , condição 1)	110
Figura 7.32 – Gráfico do PSD (W_x , condição 1)	111
Figura 7.33 – Gráfico de meia banda de potência (W_x , condição 1)	112
Figura 7.34 – Gráfico do PSD (W_y , condição 1)	113
Figura 7.35 – Gráfico de meia banda de potência (W_y , condição 1)	114
Figura 7.36 – Gráfico do PSD (A_z , condição 2)	115
Figura 7.37 – Gráfico de meia banda de potência (A_z , condição 2)	117
Figura 7.38 – Gráfico do PSD (A_x , condição 2)	118
Figura 7.39 – Gráfico do PSD (A_y , condição 2)	119
Figura 7.40 – Gráfico do PSD (W_z , condição 2)	120
Figura 7.41 – Gráfico do PSD (W_x , condição 2)	121
Figura 7.42 – Gráfico de meia banda de potência (W_x , condição 2)	122
Figura 7.43 – Gráfico do PSD (W_y , condição 2)	123
Figura 7.44 – Gráfico de meia banda de potência (W_y , condição 2)	124
Figura 7.45 – Gráfico do PSD (A_z , condição 3)	125
Figura 7.46 – Gráfico de meia banda de potência (A_z , condição 3)	126

Figura 7.47 – Gráfico do PSD (A_x , condição 3)	127
Figura 7.48 – Gráfico do PSD (A_y , condição 3)	128
Figura 7.49 – Gráfico do PSD (W_z , condição 3)	129
Figura 7.50 – Gráfico do PSD (W_x , condição 3)	130
Figura 7.51 – Gráfico do PSD (W_y , condição 3)	131
Figura 7.52 – Gráfico do PSD (A_z , condição 4)	132
Figura 7.53 – Gráfico de meia banda de potência (A_z , condição 4)	133
Figura 7.54 – Gráfico do PSD (A_x , condição 4)	134
Figura 7.55 – Gráfico do PSD (A_y , condição 4)	135
Figura 7.56 – Gráfico de meia banda de potência (A_y , condição 4)	136
Figura 7.57 – Gráfico do PSD (W_z , condição 4)	137
Figura 7.58 – Gráfico do PSD (W_x , condição 4)	138
Figura 7.59 – Gráfico de meia banda de potência (W_x , condição 4)	139
Figura 7.60 – Gráfico do PSD (W_y , condição 4)	140
Figura 7.61 – Gráfico de meia banda de potência (W_y , condição 4)	141
Figura 7.62 – Gráfico do PSD (A_z , condição 5)	142
Figura 7.63 – Gráfico de meia banda de potência (A_z , condição 5)	143
Figura 7.64 – Gráfico do PSD (A_x , condição 5)	144
Figura 7.65 – Gráfico do PSD (A_y , condição 5)	145
Figura 7.66 – Gráfico do PSD (W_z , condição 5)	146
Figura 7.67 – Gráfico do PSD (W_x , condição 5)	147

Figura 7.68 – Gráfico de meia banda de potência (W_x , condição 5)	148
Figura 7.69 – Gráfico do PSD (W_y , condição 5)	149
Figura 7.70 – Gráfico de meia banda de potência (W_y , condição 5)	150
Figura 7.71 – Gráfico do PSD (A_z , condição 6)	151
Figura 7.72 – Gráfico de meia banda de potência (A_z , condição 6)	152
Figura 7.73 – Gráfico do PSD (A_x , condição 6)	153
Figura 7.74 – Gráfico do PSD (A_y , condição 6)	154
Figura 7.75 – Gráfico do PSD (W_z , condição 6)	155
Figura 7.76 – Gráfico de meia banda de potência (W_z , condição 6)	156
Figura 7.77 – Gráfico do PSD (W_x , condição 6)	157
Figura 7.78 – Gráfico do PSD (W_y , condição 6)	158
Figura 7.79 – Gráfico do PSD (A_z , condição 7)	159
Figura 7.80 – Gráfico do PSD (A_x , condição 7)	160
Figura 7.81 – Gráfico do PSD (A_y , condição 7)	161
Figura 7.82 – Gráfico de meia banda de potência (A_y , condição 7)	162
Figura 7.83 – Gráfico do PSD (W_z , condição 7)	163
Figura 7.84 – Gráfico do PSD (W_x , condição 7)	164
Figura 7.85 – Gráfico de meia banda de potência (W_x , condição 7)	165
Figura 7.86 – Gráfico do PSD (W_y , condição 7)	166
Figura 7.87 – Gráfico de meia banda de potência (W_y , condição 7)	167
Figura 7.88 – Gráfico do PSD (A_z , condição 8)	168

Figura 7.89 – Gráfico de meia banda de potência (A_z , condição 8)	169
Figura 7.90 – Gráfico do PSD (A_x , condição 8)	170
Figura 7.91 – Gráfico do PSD (A_y , condição 8)	171
Figura 7.92 – Gráfico do PSD (W_z , condição 8)	172
Figura 7.93 – Gráfico do PSD (W_x , condição 8)	173
Figura 7.94 – Gráfico de meia banda de potência (W_x , condição 8)	174
Figura 7.95 – Gráfico do PSD (W_y , condição 8)	175
Figura 7.96 – Gráfico de meia banda de potência (W_y , condição 8)	176
Figura 7.97 – Gráfico do PSD (A_z , condição 9)	177

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO.....	1
1.1.	Contexto.....	1
1.2.	Objetivo.....	1
2.	CONFORTO VEICULAR	3
2.1.	Vibrações	3
2.2.	Sistema de coordenadas	3
2.3.	História.....	4
2.4.	ISO 2631-1 (1997)	7
2.5.	SAE J6a	12
3.	SUSPENSÃO AUTOMOTIVA.....	14
3.1.	História.....	14
3.2.	Funções da suspensão automotiva.....	18
3.3.	Suspensão passiva e ativa.....	18
3.3.1.	Suspensão passiva	19
3.3.2.	Suspensão ativa	19
3.4.	Massa suspensa e não suspensa	20
3.5.	Principais tipos de suspensões automotivas.....	20
3.5.1.	Eixo rígido	21
3.5.2.	Eixo de torção	23

3.5.3.	Suspensão independente.....	24
3.6.	Componentes básicos da suspensão veicular	29
3.6.1.	Mola principal	30
3.6.2.	Batente ou mola auxiliar	35
3.6.3.	Amortecedor	36
3.6.4.	Isolador ou coxim	38
3.6.5.	Barra estabilizadora.....	39
4.	OUTROS COMPONENTES DO VEÍCULO	40
4.1.	Pneus.....	40
4.2.	Assento do veículo.....	41
5.	DINÂMICA VEICULAR	42
5.1.	Base teórica	42
5.1.1.	Força na mola	43
5.1.2.	Força no amortecedor	44
5.1.3.	Força nos pneus.....	45
5.1.4.	Segunda lei de Newton	46
5.1.5.	Teorema do momento angular (TMA)	47
5.1.6.	Teorema do movimento do baricentro (TMB).....	49
5.1.7.	Método de Lagrange	51
5.2.	Modelos matemáticos	52
5.2.1.	Hipóteses simplificadoras.....	52

5.2.2.	Sistema massa-mola-amortecedor.....	52
5.2.3.	Um quarto do carro.....	53
5.2.4.	Meio carro	55
5.2.5.	Carro inteiro.....	57
5.3.	Frequências naturais, modos de vibrar e fator de amortecimento ..	59
5.4.	Obtenção gráfica da frequência natural e fator de amortecimento..	65
6.	SENSORIAMENTO	67
6.1.	Sensor.....	67
6.2.	Software Baseflight	69
6.3.	Frequência de amostragem	70
6.4.	Sinais de entrada	70
6.5.	Veículo Toyota Etios	71
6.6.	Posicionamento do sensor	72
6.7.	Percurso realizado	73
6.8.	Parâmetros variáveis	74
7.	ANÁLISE	75
7.1.	Software MatLab	75
7.2.	Dados medidos	76
7.2.1.	Condição 1 – 40 km/h; 32/29 psi; 78 kg	77
7.2.2.	Condição 2 – 60 km/h; 32/29 psi; 78 kg	79
7.2.3.	Condição 3 – 20 km/h; 32/29 psi; 78 kg	81

7.2.4.	Condição 4 – 40 km/h; 22/19 psi; 78 kg	83
7.2.5.	Condição 5 – 60 km/h; 22/19 psi; 78 kg	85
7.2.6.	Condição 6 – 20 km/h; 22/19 psi; 78 kg	87
7.2.7.	Condição 7 – 40 km/h; 32/29 psi; 373 kg	89
7.2.8.	Condição 8 – 60 km/h; 32/29 psi; 373 kg	91
7.2.9.	Condição 9 – 20 km/h; 32/29 psi; 373 kg	93
7.3.	Tratamento de dados	94
7.3.1.	Matriz de rotação.....	94
7.3.2.	Unidades no SI.....	96
7.3.3.	Interpolação linear.....	96
7.3.4.	Filtros.....	97
7.3.5.	Decimação	98
7.4.	Análise modal.....	98
7.4.1.	Condição 1 – 40 km/h; 32/29 psi; 78 kg	99
7.4.2.	Condição 2 – 60 km/h; 32/29 psi; 78 kg	115
7.4.3.	Condição 3 – 20 km/h; 32/29 psi; 78 kg	125
7.4.4.	Condição 4 – 40 km/h; 22/19 psi; 78 kg	132
7.4.5.	Condição 5 – 60 km/h; 22/19 psi; 78 kg	142
7.4.6.	Condição 6 – 60 km/h; 22/19 psi; 78 kg	151
7.4.7.	Condição 7 – 40 km/h; 32/29 psi; 373 kg	159
7.4.8.	Condição 8 – 60 km/h; 32/29 psi; 373 kg	168

7.4.9. Condição 9 – 20 km/h; 32/29 psi; 373 kg	177
7.4.10. Comparação de resultados	178
7.4.11. Variação do carregamento e da frequência natural.....	181
7.5. Conforto veicular – ISO 2631	182
8. CONCLUSÕES.....	186
REFERÊNCIAS	189
APÊNDICE A – Rotina computacional da análise modal.....	194
APÊNDICE B – Rotina computacional da ISO 2631-1 (1997)	201

1. INTRODUÇÃO

1.1. Contexto

O motorista que utiliza o automóvel como principal meio urbano de locomoção, seja para ir ao trabalho, à faculdade ou qualquer outro destino, busca, primeiramente, estar confortável durante o percurso que realiza. O conforto, que significa bem-estar ou comodidade material, de acordo com o dicionário Michaelis (2015), pode ser analisado de diferentes maneiras quando se trata de um automóvel: acústico, térmico, dinâmico, entre outros.

Para proporcionar maior conforto ao motorista e aos passageiros de um veículo, foram desenvolvidos diversos componentes automotivos ao longo dos anos. O sistema de ar condicionado, por exemplo, propicia um controle da temperatura interna do veículo, aumentando o conforto térmico. Já os componentes emborrachados nas extremidades do carro, ajudam a isolar acusticamente o veículo de sons externos e, juntamente com o rádio, tornam possível a seleção de qual tipo de som e qual altura se deseja ouvir, garantindo um conforto acústico. Por fim, componentes como as suspensões, os pneus e os bancos garantem um maior conforto dinâmico, minimizando as vibrações e garantindo um trafegar mais confortável.

1.2. Objetivo

O presente trabalho tem como objetivo analisar o conforto, em relação às vibrações, de um veículo Toyota Etios na Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira. Para tal, serão realizados testes com um sensor posicionado no veículo, visando-se coletar dados em diferentes condições de velocidade, pressão nos pneus e carregamento. Posteriormente, esses dados serão tratados e será realizada uma análise modal, avaliando as frequências naturais e fatores de amortecimento, que são características do veículo, independentemente

da via em que o automóvel está trafegando. Por fim, será analisado o conforto veicular de acordo com a norma ISO 2631-1 (1997), verificando como cada condição afeta o conforto dos passageiros e também qual é o nível de conforto no percurso realizado.

2. CONFORTO VEICULAR

A definição de conforto veicular é estritamente subjetiva, já que se trata da interação do motorista e dos passageiros com o veículo e a pista. Assim, determinar o conforto das pessoas dentro de um automóvel é uma tarefa difícil, pois a sensibilidade de cada indivíduo em relação às vibrações não é facilmente quantificada. Com base em vários estudos e testes realizados, foram criadas normas que delimitam índices de conforto, de acordo com a intensidade e a frequência das vibrações transmitidas ao veículo, na tentativa de se relacionar o conforto com valores numéricos.

2.1. Vibrações

De acordo com Ganzarolli (2012), as vibrações de um corpo podem ser definidas como qualquer movimento executado em torno de um ponto fixo, podendo ser regular, senoidal, irregular, entre outros. Elas podem ser definidas pela frequência (Hz), pela aceleração máxima (m/s^2 ou rad/s^2) e direção do movimento.

Considerando-se as vibrações em um automóvel, elas podem ser sentidas por um passageiro ou motorista no corpo inteiro. Além disso, podem ser transferidas ao ocupante do veículo por meio de diversas interfaces, como os pés no assoalho, o tronco no assento e as mãos no volante ou no câmbio.

2.2. Sistema de coordenadas

De acordo com as normas ISO 4130 (1978) e DIN 70000 (1994), os eixos de coordenadas de um veículo são orientados de acordo com a Figura 2.1.

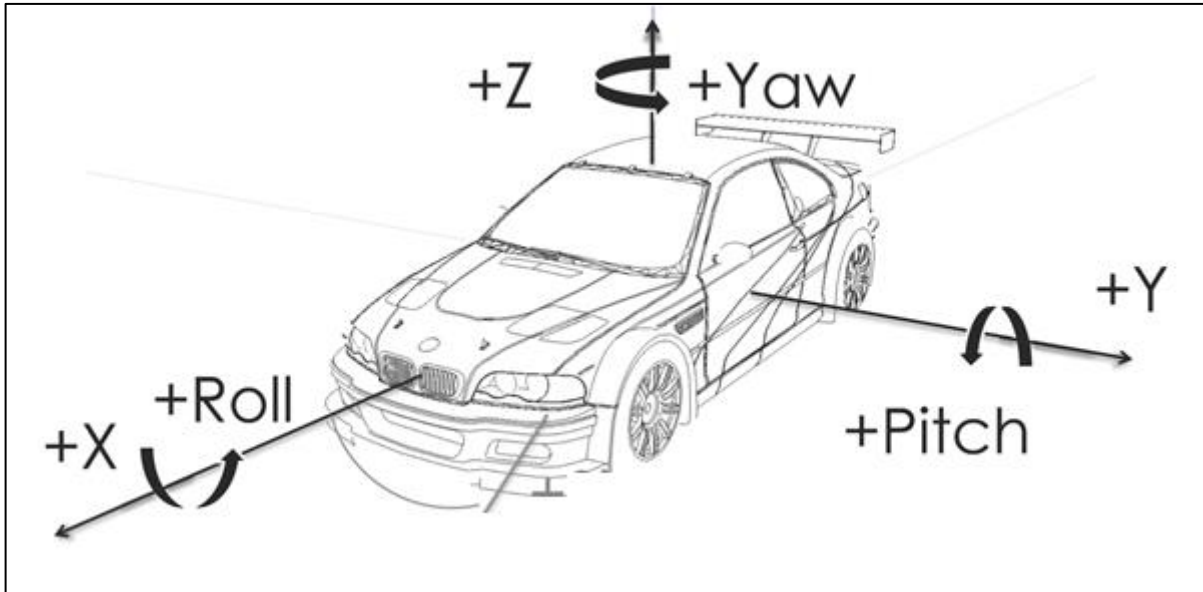


Figura 2.1 - Sistema de eixos normalizados

Fonte: DIN 70000, 1994

Com:

X = longitudinal;

Y = lateral;

Z = vertical;

Roll = rolagem;

Pitch = arfagem;

Yaw = guinada.

2.3. História

Nas primeiras décadas do século XX, os fenômenos básicos da dinâmica veicular já eram estudados. Lanchester (1907) descreveu os modos que a massa suspensa vibra por meio do período de oscilação da suspensão. O relato foi feito para a direção vertical apenas, evidenciando que quanto maior fosse o período,

maior seria o conforto. Pelas restrições de espaço e de tecnologia da época, conseguiram-se deformações para as molas da suspensão de até 127 mm, que eram responsáveis por gerar frequências de 1,35 Hz. Esses valores eram considerados aceitáveis na época, já que o limite superior de frequência natural considerado para garantir o conforto veicular era de 1,5 Hz. Valores acima de 1,67 Hz eram considerados insatisfatórios. Lanchester (1907) afirmou que esses valores foram obtidos em testes práticos.

Também foram descritas as vibrações na direção de rolagem, apesar das verticais serem consideradas como as principais. Observaram-se resultados distintos de frequências ótimas para as duas direções. Ainda, concluiu-se que quanto maior fosse o momento de inércia em torno do eixo de rolagem e quanto menor fosse a rigidez das molas, mais lento seria o período de oscilação. Como os veículos apresentavam desempenho ruim de rolagem em curvas, uma das formas de melhora seria o enrijecimento das molas da suspensão. Entretanto, esse aumento da rigidez poderia comprometer os modos de vibrar da direção vertical. Constatou-se, então, que uma alternativa seria a redução da altura do centro de gravidade do veículo.

Nos anos 1920, Rowell (1922) ressaltou que existiam limitações para a avaliação do conforto veicular, já que os critérios de conforto não eram bem determinados, os tipos de pista variavam muito e alguns parâmetros importantes na dinâmica veicular, como os do pneu e do atrito, eram difíceis de serem caracterizados.

Rowell (1922) utilizou um modelo com 1 grau de liberdade para descrever o comportamento da massa suspensa e notou a dependência com a razão entre a rigidez da mola e a massa. Com base nisso, foi argumentado que um veículo pequeno poderia ser tão confortável quanto um veículo grande. Rowell (1922) representou os movimentos nas direções vertical e de arfagem da massa suspensa em um modelo plano, com 2 graus de liberdade. Foi observada uma dependência entre os movimentos nas duas direções. Pela dificuldade de se obter uma conclusão mais complexa devido à variação da pista e da velocidade do veículo, foi proposto um estudo para entendimento dos modos de vibrar e das frequências para se avaliar a resposta da massa suspensa.

Na década de 1930, Olley (1934) considerou as localizações dos centros de oscilação e os valores das frequências dos modos de vibrar da massa suspensa para avaliar a resposta dinâmica do veículo. Foi Olley (1934) que sugeriu a utilização de suspensões independentes com barras estabilizadoras na dianteira, visando diminuir a rigidez da suspensão, sem comprometer o comportamento do veículo.

Alguns anos depois, Cox (1955) demonstrou que era possível a compreensão de características globais da dinâmica veicular por meio de modelos simples, com corpos rígidos, molas lineares e amortecimento proporcional à velocidade, com 2 graus de liberdade, semelhantes aos utilizados nos dias de hoje.

A avaliação dos modos de vibrar de massa suspensa por meio dos valores de deflexão estática das suspensões dianteiras e traseiras foi feita por Le Freve (1965). O trabalho dele também avaliou os fenômenos de histerese, além dos modos de vibrar com flexão vertical do chassi e modos de vibrar da massa não suspensa do veículo.

Mais adiante, na década de 1980, Best (1984) estudou os modos de vibrar acoplados da massa suspensa. Best (1984) utilizou um modelo computacional para representar os movimentos nas direções vertical, de arfagem e de rolagem da massa suspensa e também os movimentos da massa não suspensa.

Por fim, na década de 1990, Gillespie (1992) desmembrou as vibrações impostas aos ocupantes de um veículo em duas: *ride* (de 0 a 25 Hz) e ruído (de 25 a 20000 Hz). O estudo de *ride* podia ser dividido em três partes: nas fontes de excitação das vibrações (deformações e desbalanceamentos das rodas e pneus, vibração devido aos elementos rotativos entre o motor e as rodas e rugosidade da pista), na resposta dinâmica do veículo e na percepção do conforto dos passageiros. Gillespie (1992) ainda sugeriu que a frequência natural da massa suspensa possuísse valor entre 1,0 e 1,5 Hz, com fator de amortecimento entre 20% e 40%. Com um modelo de 2 graus de liberdade, ele estudou os modos acoplados. Gillespie (1992) demonstrou as vantagens da utilização de uma menor frequência natural de massa suspensa na dianteira do que na traseira.

2.4. ISO 2631-1 (1997)

A norma ISO 2631-1 (1997) avalia a exposição humana à vibração de corpo inteiro, classificando diferentes níveis de conforto e de segurança (limites prejudiciais à saúde), de acordo com a aceleração ponderada, a_w , que será apresentada no decorrer desta seção. Essa norma relaciona a aceleração RMS (do inglês root mean square) em função da frequência (para banda de um terço de oitava) e tempo de exposição. O intervalo de frequências considerado é de 0,5 Hz a 80,0 Hz, mais indicado para o estudo de danos à saúde e conforto. A faixa de 0,1 a 0,5 Hz é indicada para o estudo dos enjoos com origem nos transportes.

As medições das vibrações, segundo a norma ISO, devem ser realizadas de acordo com um sistema de eixos coordenados, apresentado na Figura 2.2, centrado no indivíduo exposto e também no ponto de transferência de vibração. A fixação do sensor deverá ser feita na interface homem-fonte vibracional (nádega-assento, costas-encosto e pés-chão).

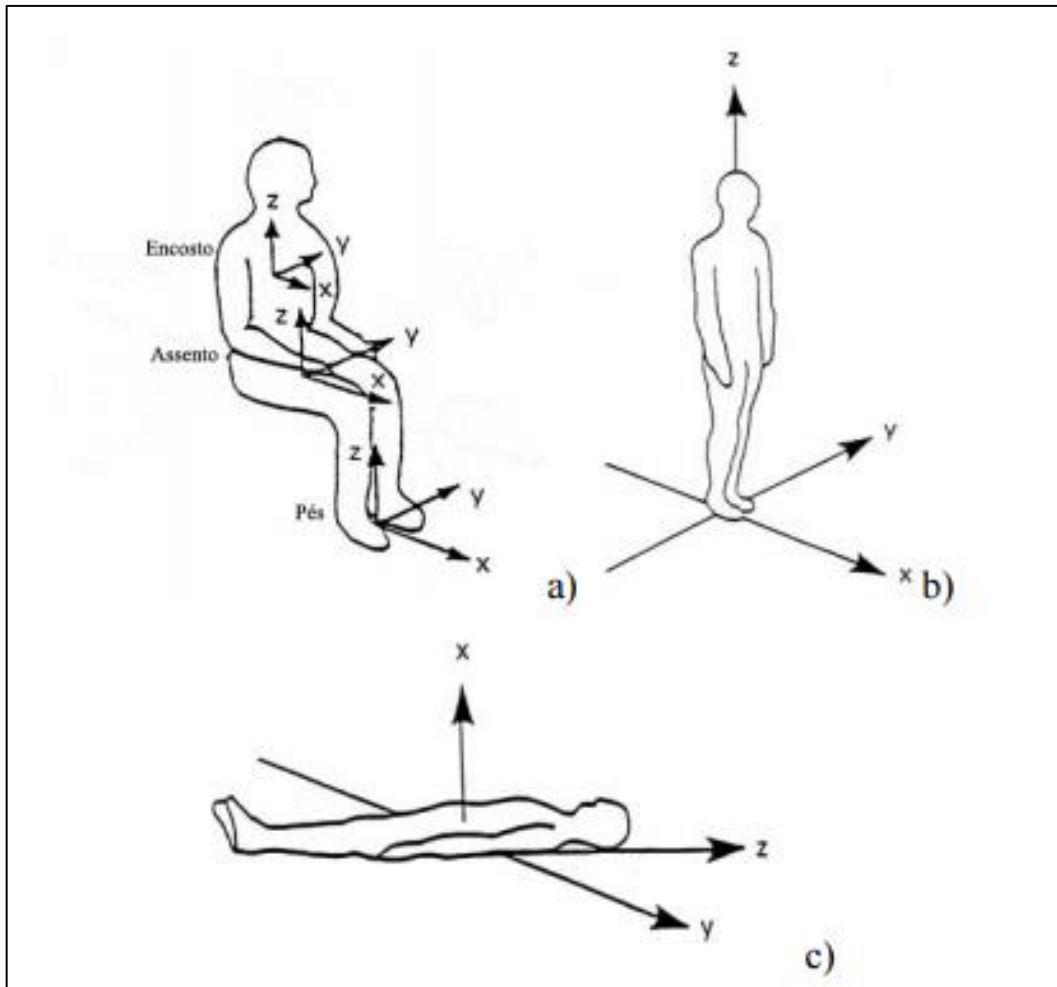


Figura 2.2 - Sistema referência de eixos coordenados

Fonte: ISO 2631-1, 1997

Na Figura 2.2, são apresentados os sistemas de eixos coordenados para as seguintes situações:

- a) Indivíduo sentado;
- b) Indivíduo de pé;
- c) Indivíduo deitado.

A aceleração RMS, por banda de terço de oitava, que é a base para toda a análise, pode ser calculada pela equação (1), segundo a norma ISO 2631-1 (1997).

$$a_{\text{rms}} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) \cdot dt \right) \quad (1)$$

Em que:

a_{rms} = aceleração eficaz [m/s²];

$a(t)$ = função atemporal da aceleração [m/s² ou g];

t = tempo [s];

T = duração ou período da medição [s].

A aceleração ponderada para a banda de terço de oitava, a_w , que é utilizada para classificar os níveis de conforto e saúde na ISO 2631-1 (1997), é calculada pela equação (2).

$$a_w = \left(\sum_i (w_i \cdot a_i)^2 \right)^{1/2} \quad (2)$$

Em que:

a_w = aceleração ponderada [m/s²];

w_i = fator de ponderação para a i -ésima banda de terço de oitava, tabelado na ISO 2631-1 (1997), em função do ponto de medição e da direção da vibração;

a_i = valor da aceleração eficaz, a_{rms} , da i -ésima banda de terço de oitava [m/s²].

Para a direção Z, deve-se utilizar os valores tabelados de w_k e para as direções X e Y, os valores de w_d . Os fatores de ponderação w_k e w_d são fixos e podem ser encontrados em tabelas na ISO 2631-1 (1997) para cada banda de terço de oitava.

Por fim, quando a vibração se faz sentir em mais de uma direção, o valor da aceleração total ponderada, a_{eq} , é calculado a partir da equação (3).

$$a_{eq} = (k_x \cdot a_{wx}^2 + k_y \cdot a_{wy}^2 + k_z \cdot a_{wz}^2)^{1/2} \quad (3)$$

Em que:

a_{eq} = aceleração total ponderada ou equivalente [m/s²];

a_{wx} , a_{wy} e a_{wz} = aceleração ponderada por banda de terço de oitava, nos eixos X, Y e Z, respectivamente [m/s²];

k_x , k_y e k_z = fatores multiplicativos adimensionais das direções X, Y e Z, respectivamente.

Os fatores k_x , k_y e k_z possuem valores de acordo com a avaliação que se pretende realizar. No caso de conforto, todos os fatores assumem valor unitário, já no caso de saúde, k_x e k_y valem 1,4 e k_z possui valor unitário. Como a objetivo do presente trabalho é analisar apenas o conforto, a equação (3) pode ser substituída pela equação (4).

$$a_{eq} = (a_{wx}^2 + a_{wy}^2 + a_{wz}^2)^{1/2} \quad (4)$$

Quando o conforto veicular for analisado em mais de um ponto de contato entre o ser humano e a fonte de vibração, o valor da aceleração global deverá ser calculado pela raiz quadrada da soma dos quadrados das acelerações totais ponderadas.

A Tabela 2.1 apresenta a classificação da percepção conforto de acordo de acordo com as diferentes faixas de aceleração ponderada, disponibilizada na ISO 2631-1 (1997).

Tabela 2.1 - Percepção do conforto

Aceleração ponderada	Percepção
Menor que 0,315 m/s ²	Confortável
0,315 m/s ² a 0,63 m/s ²	Ligeiramente confortável
0,5 m/s ² a 1 m/s ²	Ligeiramente desconfortável
0,8 m/s ² a 1,6 m/s ²	Desconfortável
1,25 m/s ² a 2,5 m/s ²	Muito desconfortável
Maior que 2 m/s ²	Extremamente desconfortável

Fonte: ISO 2631-1, 1997 – adaptado

A ISO 2631-1 (1997) é a norma mais utilizada para se avaliar o conforto veicular. Por isso, essa norma será utilizada como base para o presente trabalho. Os valores apresentados na Tabela 2.1 são médios para os seres humanos, podendo variar dentre diferentes indivíduos.

2.5. SAE J6a

Gillespie (1992) apresenta um gráfico com limites da tolerância humana para vibrações verticais, representado na Figura 2.3. Ele recomenda que os limites a serem seguidos sejam os apresentados pela SAE (*Society of Automotive Engineers*, em português, Sociedade dos Engenheiros Automotivos), encontrados em sua publicação SAE J6a - *Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation*.

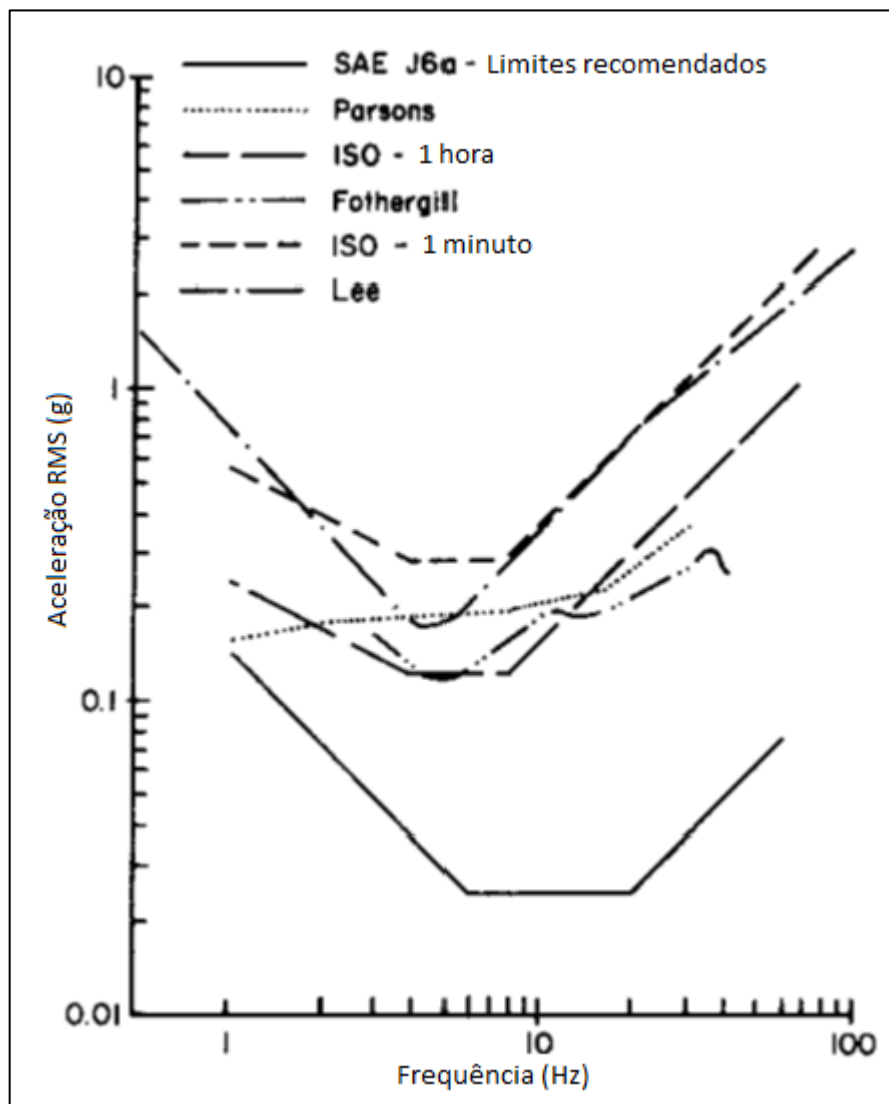


Figura 2.3 - Limite de aceleração RMS em função da frequência e do tempo de exposição

Fonte: Gillespie, 1992 (p.183) - adaptado

Apesar de ser uma norma difundida no mercado automotivo, a SAE J6a não será utilizada no presente trabalho, sendo apenas apresentada a título de informação.

3. SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

A suspensão automotiva é o principal componente responsável por garantir conforto aos ocupantes do veículo, armazenando e dissipando parte da energia transmitida ao carro. Ela pode ser descrita como sendo o conjunto de componentes que conectam a roda ao chassi do veículo. Simplificadamente, é composta de um sistema mola amortecedor e possui a função primária de absorver as irregularidades do terreno pelo qual o automóvel circula e não transmitir perturbações aos passageiros. Entretanto, a suspensão possui outras funções, como garantir aderência dos pneus ao solo e também estabilizar o veículo quando em movimento, principalmente nas curvas, que não serão abordadas no presente trabalho.

3.1. História

Os primeiros relatos de uma suspensão automotiva são datados do século VIII. Kenneth (2006) narra que a primeira tentativa de suspensão foi com correntes de ferro numa carruagem tracionada por animais. Entretanto, essas correntes balançavam ininterruptamente e produziam muitos ruídos. Mesmo com tantos problemas, o sistema foi base para todo o tipo de suspensões por mais de dez anos. Ainda, segundo Kenneth (2006), no século XV as correntes deram lugar para as tiras de couro, que foram instaladas abaixo da carroceria das carruagens.

A estrutura composta por molas surgiu apenas no século XVII. As tiras de couro continuavam a ser utilizadas, entretanto agora eram fixadas em uma das extremidades da mola. A outra extremidade era fixada ao chassi da carruagem. A mola reduzia o balanço do veículo devido ao atrito entre suas lâminas, mas a suspensão ainda não era totalmente eficaz, porque as carruagens eram muito pesadas, com massa acima de dez toneladas.

No início do século XIX, em 1804, Obadiah Elliot construiu o primeiro sistema de suspensão com molas semelhante aos atuais, na Inglaterra. Com um veículo de tração animal mais leve que os dos séculos anteriores, Elliot eliminou peso do chassi

sem abrir mão da segurança e da velocidade, possibilitando a fixação da carroceria aos eixos por meio de molas, que eram colocadas aos pares em cada um das rodas. Em 1873 as molas duplas tiveram sua configuração modificada, sendo estas agora elípticas nas rodas dianteiras e planas nas traseiras.

No ano de 1897, foi criado o primeiro veículo com sistema de suspensão independente, o Decauville, que pode ser visualizado na Figura 3.1. Nos anos seguintes, foram adicionados amortecedores hidráulicos aos sistemas de suspensão. Esses amortecedores eram utilizados juntamente com as molas de lâminas.



Figura 3.1 – Veículo Decauville de 1897

Fonte: <http://www.kingsleysp.wordpress.com>

No século XX, em 1908, foram adotados os amortecedores de fricção, que conseguiam dissipar maior energia e, em 1936, surgiram versões sofisticadas de amortecedores hidráulicos, as quais são utilizadas até hoje.

Em 1940, o projetista da americana Ford, Earle MacPherson, inventou a suspensão independente que leva seu nome, largamente utilizada até hoje. O novo mecanismo foi implementado inicialmente em 1950, num pequeno Ford Inglês, ilustrado na Figura 3.2. Já em 1955, a francesa Citroën lançou o veículo modelo DS, com suspensão hidropneumática, que ajustava sua altura e podia se adaptar aos mais diversos terrenos. Segundo Wilson (2000), apesar de revolucionário, o novo tipo de suspensão possuía uma manutenção complexa e não era totalmente

confiável. No final dos anos 1960, uma evolução desta suspensão com sistema antirrolagem chegou a ser testada, mas nunca foi produzida.



Figura 3.2 – Veículo Ford com suspensão MacPherson (1950)

Fonte: <http://en.wikipedia.org/>

Em 1972, a inglesa Automotive Products (AP) projetou um sistema de suspensão ativo altamente sensível, com rápida ação de autonivelamento e sistema antirrolagem. O primeiro protótipo foi instalado em um veículo Rover experimental. Ele era constituído de uma bomba com alta pressão, por volta de 200 bar, e um sistema hidráulico que acionava os atuadores de cada roda por meio de válvulas, que por sua vez eram acionadas por um sistema de pêndulos. Os últimos eram responsáveis por detectar as acelerações do veículo. Por volta de quinze anos depois, com o avanço da eletrônica, a Lotus desenvolveu um sistema com o mesmo princípio, mas comandado agora por acelerômetros e um microcomputador, denominado *active ride*, utilizado em seu carro de corrida Lotus 99T, que pode ser visualizado na Figura 3.3.



Figura 3.3 – Lotus 99T

Fonte: <http://en.wikipedia.org>

No final do século XX, por volta 1996, a americana Ford lançou um sistema chamado CVRSS (*continuous variable road-sensing suspension*). O sistema é composto por uma série de sensores que acionam os amortecedores hidráulicos das rodas para ajustar a altura do veículo em questão de milésimos de segundos, melhorando o conforto e o amortecimento. Já em 1999, a inglesa Land Rover lançou um sistema de suspensão para carros SUV (*sport utility vehicle*). O sistema conhecido como ACE (*active cornering enhancement*) utiliza um sistema hidráulico que substitui as barras estabilizadoras da suspensão dianteira e traseira, aplicando um torque ao chassi por meio de dois pistões com alavancas. A Mercedes-Benz, desde 2000, oferece um sistema de suspensão totalmente ativo, ABC (*active body control*), que utiliza treze sensores responsáveis por alimentar quatro atuadores servo-hidráulicos posicionados no topo de cada mola.

Por meio da história, pode-se observar que os maiores avanços nos sistemas de suspensões ocorreram nas décadas recentes, principalmente nos séculos XIX e XX. Isso se deve ao desenvolvimento de novas tecnologias, tanto na eletrônica, com os avançados sistemas de controle, quanto na mecânica, com o avanço dos sistemas de dissipação de energia. A tendência é que os sistemas de controle substituam componentes básicos das suspensões, entretanto seu alto custo ainda é um empecilho para sua inserção total no mercado automotivo.

3.2. Funções da suspensão automotiva

De acordo com Akiyama (2005) e Neto e Prado (2006), a suspensão deve propiciar estabilidade e controle nas manobras, conciliando a sensibilidade do ser humano às vibrações. Isso significa que toda suspensão automotiva tem como função básica isolar a estrutura suspensa do veículo e seus ocupantes das perturbações provenientes de irregularidades na pista e também atenuar a transmissão dos esforços decorrentes de manobras, proporcionando conforto e segurança ao motorista e aos passageiros.

As imperfeições das estradas e vias transmitem às rodas vibrações mecânicas com diferentes intensidades e direções. Sem uma estrutura para intervir, essas vibrações seriam transferidas diretamente para o chassi do carro, gerando desconforto para os ocupantes do veículo e instabilidade no movimento do mesmo, já que os pneus perderiam, parcialmente, contato com o solo. O sistema de suspensões de um automóvel deve então maximizar o atrito entre os pneus e o solo, de modo a fornecer estabilidade na direção, com bom controle ao motorista, e assegurar o conforto dos passageiros, minimizando as vibrações transmitidas.

De um ponto de vista funcional, a suspensão deve ainda suportar a carga do veículo, permitindo o movimento relativo entre a carroceria e o eixo, manter a altura do veículo em relação ao solo constante e vincular o movimento das rodas ao do veículo, e do último em relação ao solo, de modo a ter posições e trajetórias dinamicamente convenientes.

3.3. Suspensão passiva e ativa

O movimento vertical das rodas de um veículo pode ser determinado pelas condições da via e do veículo ou pelo sistema de suspensão. Para isso, faz-se necessário o entendimento sobre suspensão passiva e ativa.

3.3.1. Suspensão passiva

Em um sistema de suspensão passivo, o movimento das rodas é determinado pela superfície da via na qual o veículo estiver trafegando. Neste tipo de suspensão, a energia é armazenada pelo conjunto de molas para ser dissipada pelo amortecedor do veículo. Os parâmetros deste conjunto são fixos, tendo como base de cálculo o melhor desempenho obtido considerando peso, carga, habilidade para executar manobras e qualidade na condução.

3.3.2. Suspensão ativa

A suspensão ativa possui uma tecnologia responsável por controlar os movimentos verticais das rodas, não deixando que sejam inteiramente determinados pelas condições da pista, como ocorre na suspensão passiva.

Existem diversos tipos de suspensão ativa empregados pelas fabricantes de automóveis, variando conforme o propósito do carro. Entretanto, pode-se afirmar que todas as suspensões ativas utilizam sensores para a coleta de dados, identificando as condições da via e do veículo, e indicam quais tipos de movimento devem ser empregados pelo conjunto de suspensão do carro. Uma suspensão ativa armazena, dissipa e introduz energia no sistema e os seus parâmetros variam conforme as condições de operação. Um modelo de suspensão ativa pode ser vista na Figura 3.4, empregada em veículos Mercedes-Benz.

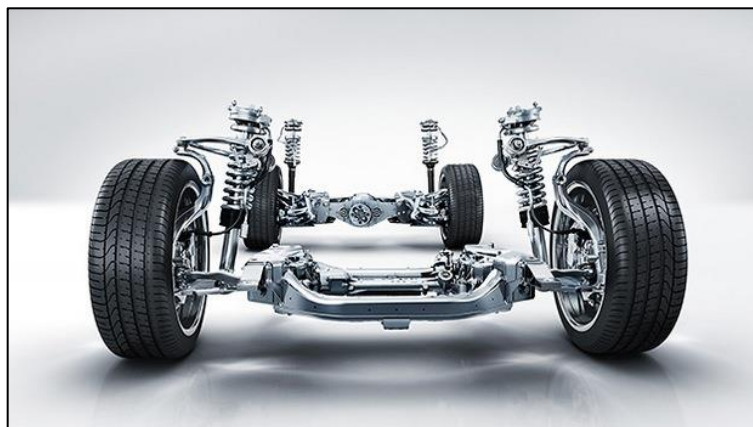


Figura 3.4 – Suspensão ativa de um Mercedes-Benz

Fonte: <http://carplace.uol.com.br/>

As suspensões ativas foram o primeiro sistema a utilizar um conjunto de atuadores separados que podem exercer movimentos independentes e aguentar cargas variadas de força. Dessa maneira, esses atuadores são capazes de movimentar o chassi de maneira independente para cada uma das rodas, minimizando as vibrações no interior do veículo. Assim, a suspensão ativa é capaz de corrigir a movimentação do veículo de acordo com as imperfeições da pista com mais eficiência, melhorando a habilidade de fazer manobras, a aceleração e a frenagem do veículo. Entretanto, seu alto custo ainda é um fator limitante no mercado automotivo.

3.4. Massa suspensa e não suspensa

A massa total do veículo pode ser dividida em duas partes. A massa suspensa compreende todos os elementos do veículo sustentados pelas molas da suspensão veicular. Já a massa não suspensa é definida como a que fica entre o solo e as molas da suspensão, como rodas, pneus, discos e tambores de freios, entre outros.

3.5. Principais tipos de suspensões automotivas

Os diferentes tipos de suspensão foram desenvolvidos com adaptações para os mais variados estilos de veículos devido à busca por maior conforto e segurança e, também, devido ao avanço das tecnologias no setor automotivo ao longo dos anos.

As suspensões automotivas podem ser divididas em três principais tipos: com eixos rígidos, com eixos de torção e suspensões independentes.

Nas suspensões independentes, diferentemente do que acontece nas de eixo rígido, o movimento vertical de uma roda não interfere no movimento da roda oposta. Já nas de eixo de torção, ocorre um meio termo.

3.5.1. Eixo rígido

a) Suspensão Hotchkiss

De acordo com Gillespie (1992), na suspensão Hotchkiss, um par de molas semielípticas é montado longitudinalmente sobre um eixo rígido.

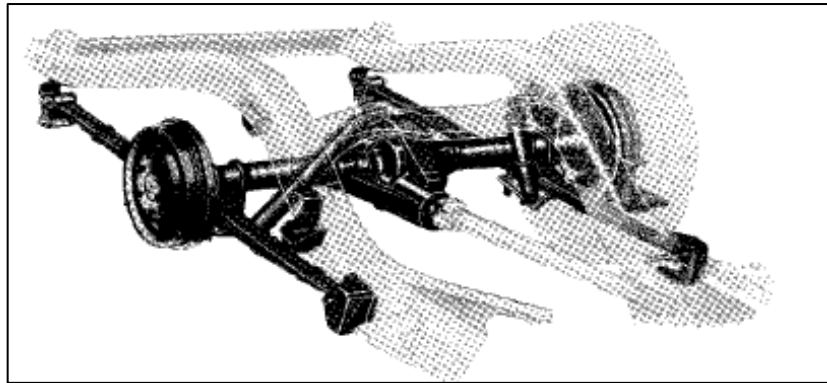


Figura 3.5 – Suspensão traseira do tipo Hotchkiss

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 239)

Para veículos com passageiros, em que o conforto e dirigibilidade são primordiais, o sistema Hotchkiss não é muito indicado.

b) Suspensão de quatro barras

Este tipo de suspensão foi utilizado no passado em veículos de passageiros de grande porte com eixos traseiros rígidos. Ao contrario da Hotchkiss, essa suspensão possuía molas helicoidais, que proporcionavam melhores resultados nos aspectos conforto, ruído e vibrações.

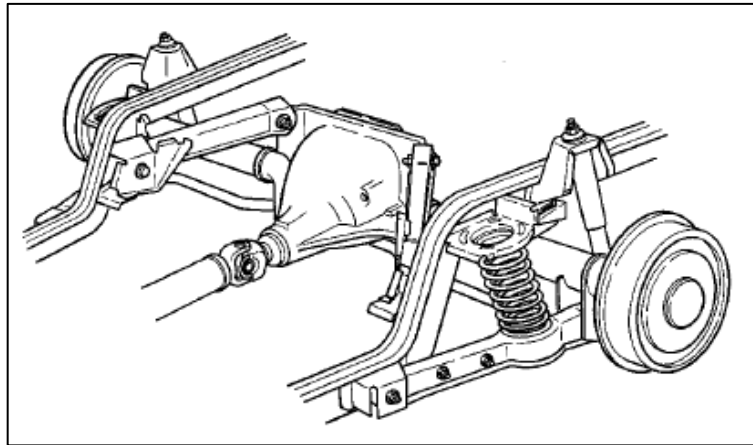


Figura 3.6 – Suspensão traseira do tipo quatro barras

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 240)

c) Suspensão De Dion

A suspensão De Dion, ilustrada na Figura 3.7, diminui a massa não suspensa, pois o diferencial passa a fazer parte da massa suspensa. Além disso, são possíveis dois tipos de configuração para essa suspensão: uma de semieixos com estriados deslizantes, outra de tubo deslizante.

De acordo com Gillespie (1992), sua principal desvantagem consiste na possibilidade de adição de atrito ao sistema, devido à possível presença de semieixos estriados.

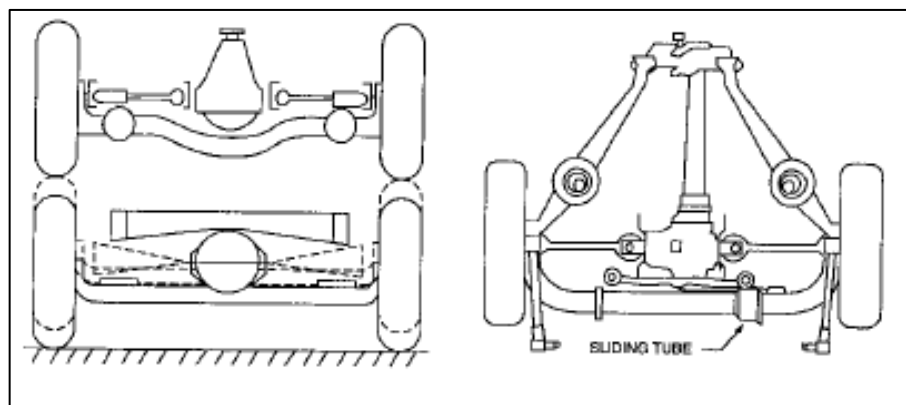


Figura 3.7 – Suspensão traseira do tipo De Dion

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 241)

3.5.2. Eixo de torção

As suspensões tipo eixo de torção estão presentes na maioria dos veículos comercializados no Brasil. Sua configuração simples e robusta faz com que os custos de fabricação e manutenção sejam reduzidos. Essa configuração está representada na Figura 3.8 e não deve ser utilizada nos eixos de tração. Existem dois pontos de fixação pivotante na carroceria e dois pontos de ligação com as rodas, além de molas e amortecedores. A energia em sua maioria é dissipada por meio da torção do eixo central.

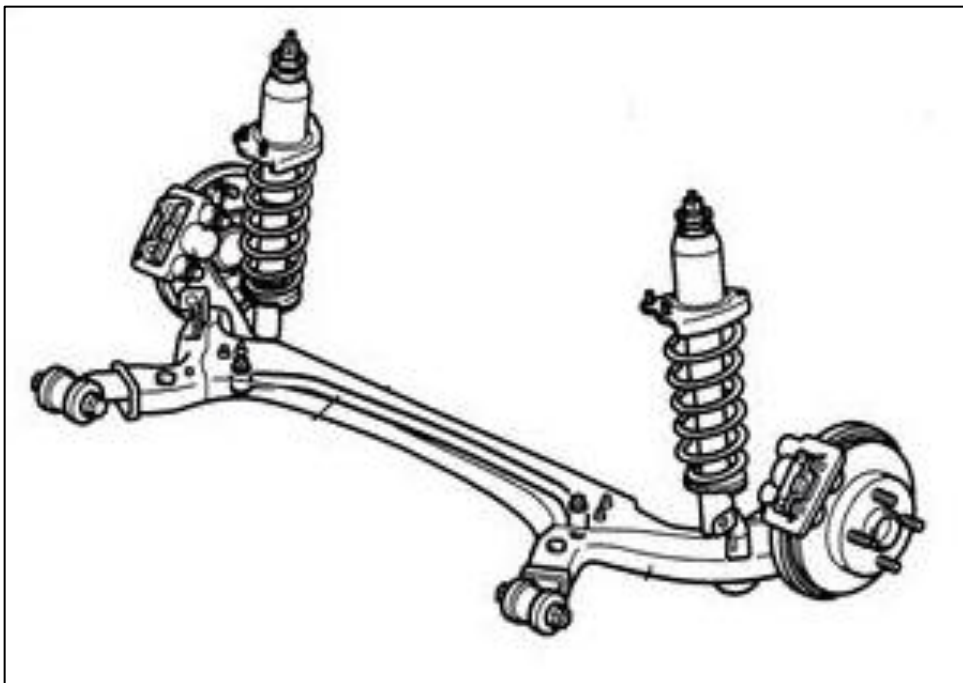


Figura 3.8 – Suspensão com eixo de torção

Fonte: <https://cursandoengenharia.wordpress.com>

Apesar de simples, o sistema com eixo de torção possui uma característica muito interessante. Ao passar por obstáculos, ele se mostra macio, proporcionando conforto aos passageiros, porém nas curvas, apresenta resistência à torção do eixo e diminui a rolagem da carroceria, mantendo certa independência entre os eixos e estabilizando o veículo.

3.5.3. Suspensão independente

a) Braço de arrasto

A suspensão “braço de arrasto”, em inglês conhecida como *trailing-arm suspension*, é um dos mais simples e econômicos projetos de suspensão dianteira independente. Foi muito utilizada em veículos de alto desempenho e custo no passado. Atualmente ainda é usada em alguns carros, mas em menor escala.

De acordo com Gillespie (1992), esse tipo de suspensão, que tem dois feixes de molas montados transversalmente e submetidos à torsão, absorve forças longitudinais e momentos de frenagem e aceleração. Além disso, possui um semieixo com a função transmitir torque de tração às rodas.

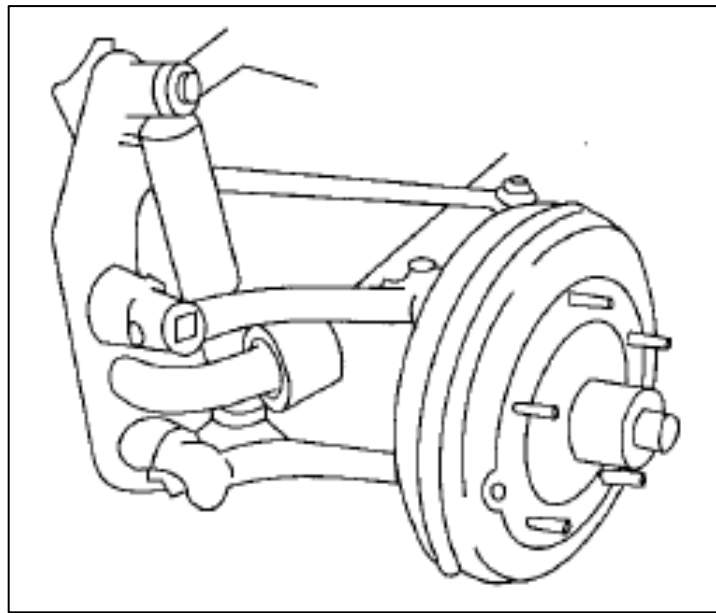


Figura 3.9 – Suspensão independente do tipo braço de arrasto

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 242)

b) Semi braço de arrasto

Este tipo de suspensão, em inglês *semi-trailing arm*, popularizou-se em carros alemães, como os BMW e Mercedes-Benz. Ilustrado na Figura 3.10, a suspensão de semibraço de arrasto possui eixos de pivoteamento.

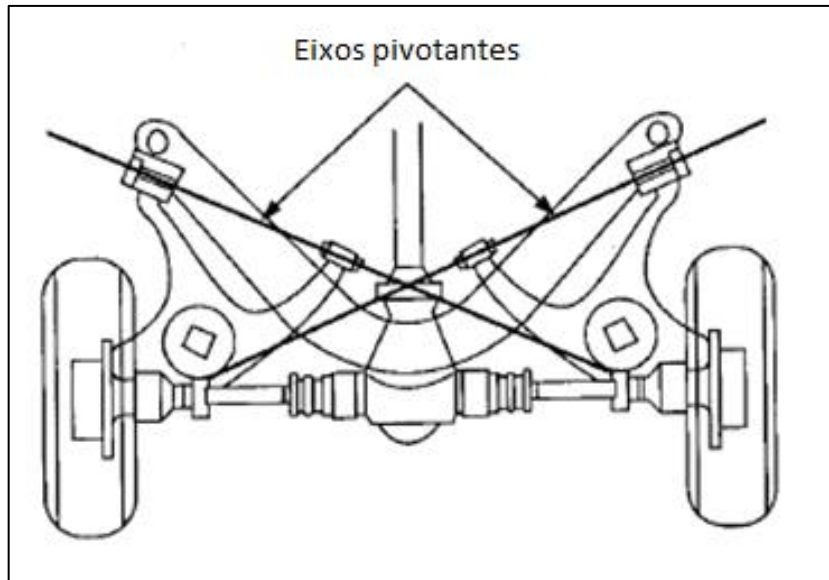


Figura 3.10 – Suspensão do tipo semi braço de arrasto

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 246) - adaptado

c) Braço curto e longo

A suspensão “braço curto e longo”, em inglês *short-long arm suspension*, que também é conhecida como bandeja dupla em “A” (*double A arm*), foi muito utilizada em suspensões dianteiras dos veículos americanos após a Segunda Guerra Mundial.

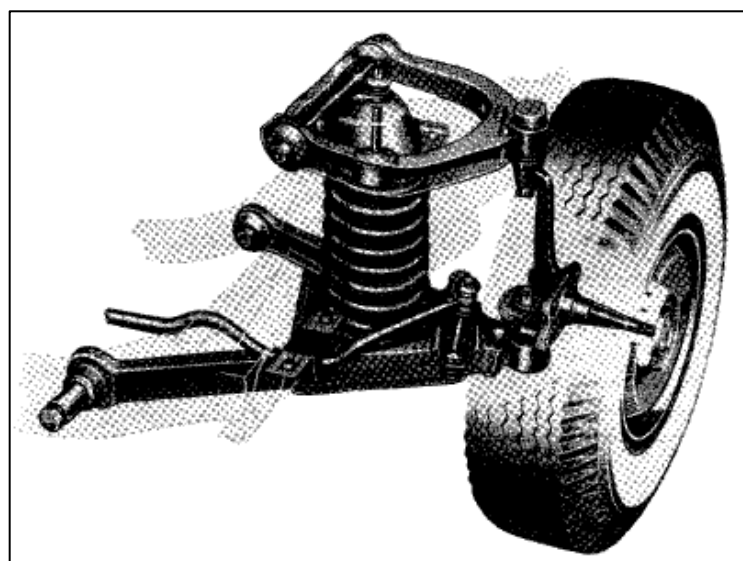


Figura 3.11 – Suspensão do tipo braço curto e longo

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 243)

d) Mutlibarras

Um tipo muito utilizado de suspensões traseiras é o de multibarras (*multilink* em inglês), que pode ser visualizado na Figura 3.12. Ele se caracteriza pela utilização de articulações nas conexões existentes nas pontas das barras, responsáveis por eliminar os momentos fletores.



Figura 3.12 – Suspensão independente do tipo multi barras

Fonte: <http://www.bmw.com/>

Nesse tipo de suspensão, geralmente, quatro ligações são necessárias para promover o controle longitudinal e lateral das rodas e reagir a torques de frenagem. Ocasionalmente, podem ser utilizadas cinco ligações. A ligação adicional resulta em maior conformidade das buchas para permitir o controle mais apurado dos ângulos em curvas. O uso de ligações promove flexibilidade ao projetista para alcançar os movimentos desejados à roda.

e) Braço oscilante

As suspensões “braço oscilante” (*swing axle*) geralmente são utilizadas nos eixos traseiros dos veículos. Neste tipo, as rodas descrevem arcos e as molas são barras de torsão transversalmente montadas, uma de cada lado.

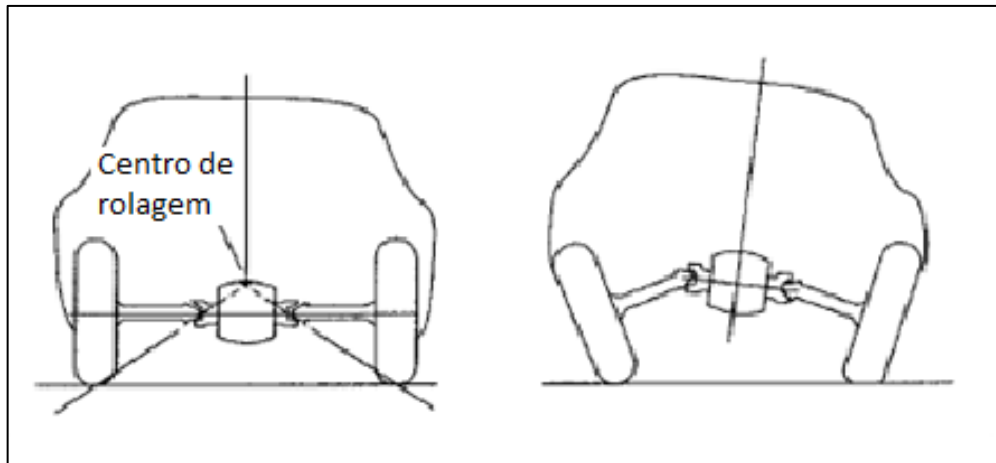


Figura 3.13 – Suspensão traseira independente do tipo braço oscilante

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 247) - adaptado

f) MacPherson

Essa é a suspensão mais conhecida e também a mais empregada em veículos de passeio de pequeno e médio porte com tração dianteira no Brasil e no mundo. A suspensão MacPherson, que tem esse nome devido a seu idealizador, Earle S. MacPherson, é uma derivação da suspensão de bandeja dupla em “A”, da qual a bandeja superior foi eliminada.

Quando a suspensão é configurada para a parte dianteira do veículo, seu amortecedor do tipo hidráulico telescópico, que tem fixação superior feita diretamente na carroceria, gera uma carga axial no sentido contrário ao da velocidade de oscilação da roda e suporta cargas laterais e longitudinais. Já sua fixação inferior é feita rigidamente direto na manga do eixo. Uma ilustração da suspensão na configuração dianteira pode ser visualizada na Figura 3.14.

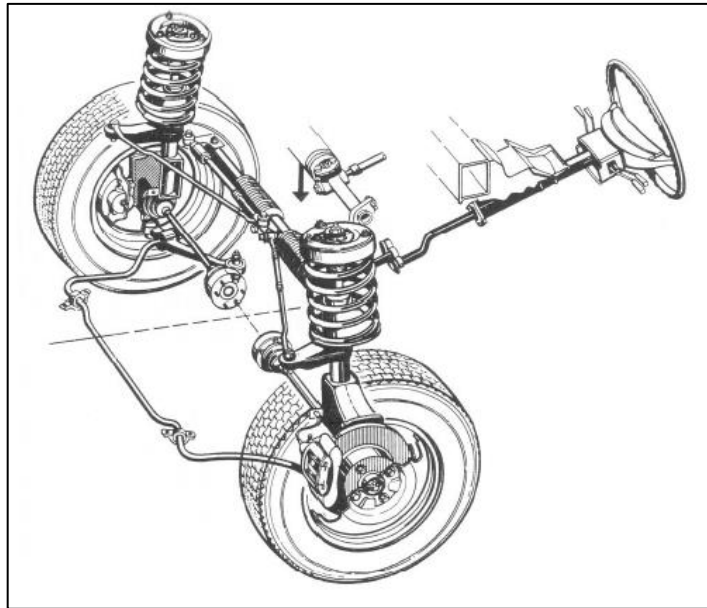


Figura 3.14 – Suspensão dianteira MacPherson

Fonte: Freitas, 2006 (p. 27)

De acordo com Gillespie (1992), uma das maiores vantagens deste tipo de suspensão é a facilidade na montagem e o espaço livre para o motor, quando montado na posição transversal. Entretanto, a grande altura do conjunto, que limita o projetista da carroceria, é uma desvantagem.

Além disso, a MacPherson também pode ser configurada para utilização na suspensão traseira, como pode ser observado na Figura 3.15.

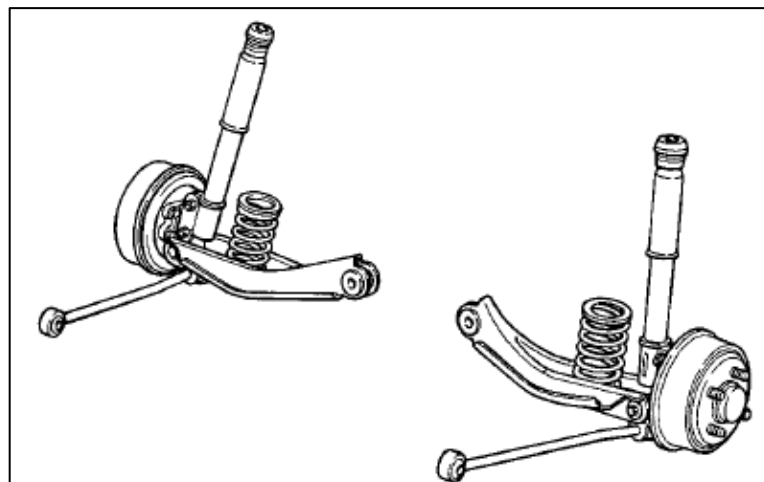


Figura 3.15 – Suspensão traseira MacPherson

Fonte: Gillespie, 1992 (p. 244)

Legenda:

- | | |
|--|---------------------------|
| 1- Junta homocinética fixa; | 8- Bandeja; |
| 2- Junta homocinética
deslizante; | 9- Mola principal; |
| 3- Coifa da junta homocinética; | 10- Amortecedor |
| 4- Eixo interconector; | 11- Bucha; |
| 5- Pivô; | 12- Coifa do amortecedor; |
| 6- Barra de direção; | 13- Batente; |
| 7- Tirante da barra
estabilizadora; | 14- Coxim superior; |
| | 15- Barra estabilizadora. |

Apesar de possuir diversas peças, como as listadas anteriormente, apenas os principais componentes da suspensão veicular serão abordados nesta seção, 3.6.

3.6.1. Mola principal

A mola principal pode ser do tipo semielíptica, helicoidal ou pneumática.

3.6.1.1. Mola semielíptica

A mola semielíptica convencional, que pode ser observada na Figura 3.17, é composta de várias laminas sobrepostas. De acordo com Freitas (2006), tem como vantagens a simplicidade de construção, baixo custo e robustez. Possui alta rigidez, devido à alta histerese quando submetida a vibrações de pequenas amplitudes e altas frequências, que faz com que esse tipo de mola tenha uma alta transmissibilidade, com conseqüente deterioração de conforto.



Figura 3.17 – Feixe de molas semi elípticas

Fonte: <http://www.mecanicaindustrial.com.br/>

Segundo Gillespie (1992), outra de suas características é a diminuição da rigidez sob carga lateral, que tem como consequência menor estabilidade lateral.

Recentemente, visando reduzir o atrito interno deste tipo de molas, foram introduzidas pastilhas redutoras de atrito entre as laminas, nos pontos de contato, que podem ser observadas na Figura 3.18.

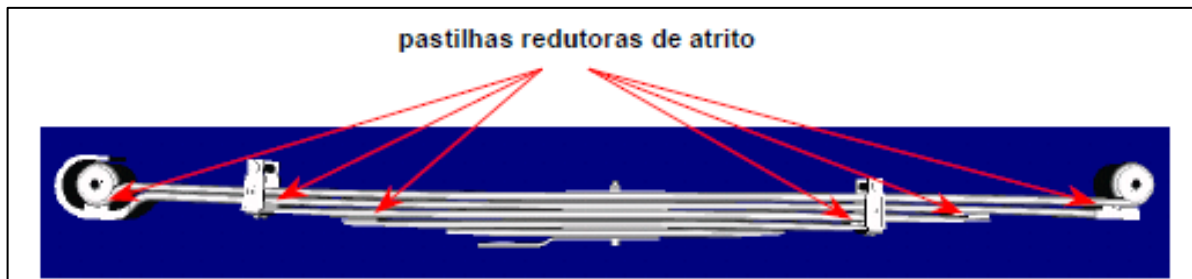


Figura 3.18 – Molas semi elípticas com pastilhas redutoras de atrito

Fonte: Freitas, 2006 (p. 33)

A mola semielíptica pode ter a configuração parabólica, a qual apresenta como vantagem uma redução no atrito interno, em função do menor número de laminas e também devido à utilização de pastilhas redutoras de atrito.

3.6.1.2. Mola helicoidal

A mola helicoidal é fabricada enrolando-se um arame em forma helicoidal, como pode ser visto na Figura 3.19. Esse tipo de molas possui histerese desprezível, sendo o amortecimento totalmente realizado pelo componente amortecedor. Sendo assim, é o tipo mais utilizado de molas quando se procura maior conforto. Melhores resultados são atingidos somente com molas pneumáticas e sistemas ativos de suspensão.



Figura 3.19 – Suspensão com mola helicoidal

Fonte: <http://www.4x4brasil.com.br/>

A mola cilíndrica linear é o tipo mais comum e de menor custo dentre as helicoidais. A direção da força gerada nesta mola coincide com seu eixo geométrico. Sua rigidez é constante e a deformação é linear

Uma das consequências da linearidade da deformação, é que nos veículos que possuem esse tipo de mola, há diminuição de altura do automóvel na medida em que são carregados.

Nas molas helicoidais cilíndricas progressivas, a variação da deformação em função da carga é não linear, isto é, sua rigidez não é constante. Esse tipo de molas

é fabricado a partir de um arame cônico. Sua grande vantagem é a menor variação da altura do veículo, se comparada às cilíndricas lineares, para um mesmo carregamento.

Outro tipo de molas helicoidais cilíndricas é o com carregamento lateral (“*side load*”). Essas molas se diferenciam das lineares porque geram cargas tanto na direção coincidente com seu eixo geométrico quanto perpendicular, ou seja, a força na mola tem a direção que forma um ângulo entre 0° e 90° graus com seu eixo geométrico, como pode ser observado na Figura 3.20.

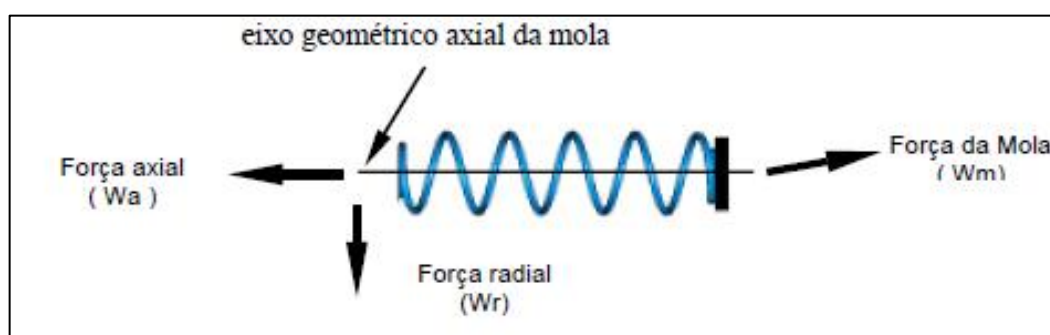


Figura 3.20 – Componente axial e radial da força gerada nas molas helicoidais com carga lateral

Fonte: Freitas, 2006 (p. 38)

O último tipo de molas helicoidais apresentado no presente trabalho é a barril (em inglês *mini block*). Essas molas também possuem curva de rigidez progressiva e se diferenciam das molas helicoidais cilíndricas progressivas por sua forma de barril, o que permite que sua altura de bloqueio, que acontece no instante em que todos os elos de uma mola helicoidal se tocam, seja menor.

Na Figura 3.21 pode-se observar uma mola do tipo barril. Sua vantagem, além da rigidez progressiva, está no fato de requerer menor altura para instalação do que as molas cilíndricas, considerando o mesmo curso total disponível.

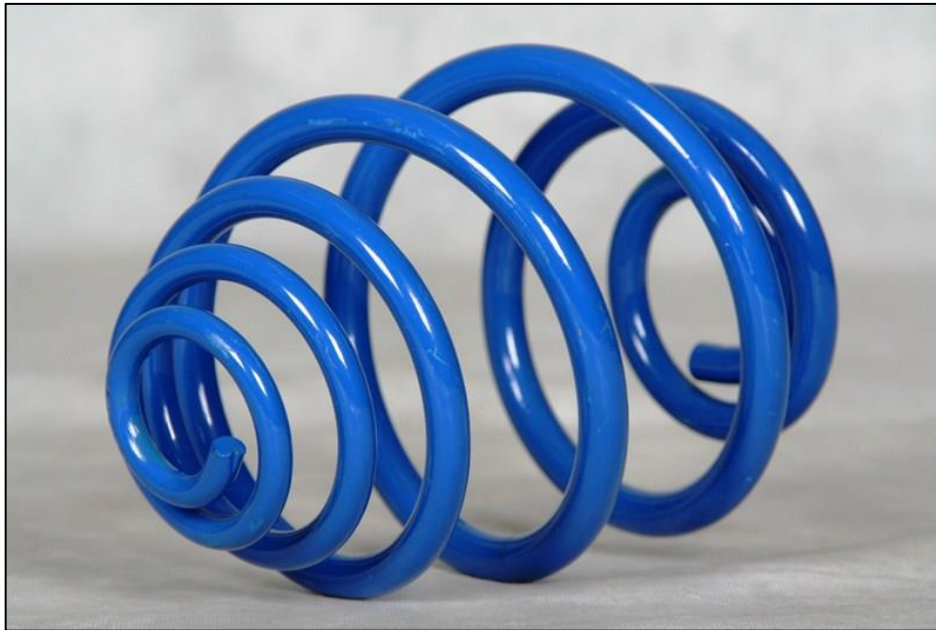


Figura 3.21 – Mola helicoidal do tipo barril

Fonte: <http://www.cindumel.com/>

3.6.1.3. Mola a ar ou pneumática

As melhores características dinâmicas, em diversas condições de cargas, são observadas nas molas pneumáticas, dentre todos os tipos apresentados no presente trabalho. Esse tipo de molas é responsável por controlar a altura e nivelar as cargas automaticamente, garantindo o alinhamento e o equilíbrio do chassi. A pressão de ar interna das molas pneumáticas exerce uma força de direção axial capaz de empurrar e suportar as cargas impostas. Seu arranjo pode visto na Figura 3.22.



Figura 3.22 – Mola pneumática

Fonte: <http://caprigem.com.br/>

A pressão de ar interna das molas pneumáticas exerce uma força de direção axial capaz de empurrar, puxar ou suportar as cargas impostas. As cargas, que podem ser variadas, são compensadas pela pressão de ar dentro das molas pneumáticas, que é controlada por válvulas niveladoras mecânicas ou eletrônicas e mantém a relação de altura do chassi ao solo.

3.6.2. Batente ou mola auxiliar

O batente possui rigidez não linear, a qual depende de sua geometria e densidade. Essa peça atua como auxiliar da mola principal na absorção dos impactos gerados na suspensão do veículo e coxim superior. Quando montado na suspensão dianteira, tem a função de bloquear os impactos de fim de curso, que seriam provocados sem esse componente. Já na traseira, funciona como uma mola auxiliar no início do movimento da suspensão e como bloqueador no final de curso.



Figura 3.23 – Batente da suspensão veicular

Fonte: <http://www.infomotor.com.br/>

3.6.3. Amortecedor

O amortecedor de um sistema de suspensão tem a função de dissipar a energia absorvida pelas molas. Caso não houvesse um dispositivo de amortecimento, a mola de uma suspensão veicular dissiparia a energia absorvida em um impacto de maneira descontrolada. A mola continuaria oscilando na sua frequência natural até que toda a energia originalmente aplicada fosse dissipada. Uma suspensão constituída apenas de molas tornaria o movimento vertical do chassi muito desconfortável aos passageiros e, dependendo do terreno, seria impossível de se controlar o carro.

Esses dispositivos que controlam o deslocamento indesejado da mola reduzem a magnitude das oscilações, transformando a energia cinética do movimento da suspensão em térmica, energia essa que é dissipada por meio do fluido hidráulico.

Um amortecedor pode ser descrito, de modo simples, como uma bomba de óleo localizada entre o chassi do carro e as rodas. A parte superior do amortecedor se fixa ao chassi, que compõe a massa suspensa, já a inferior se fixa ao eixo, próximo à roda, que compõe a massa não suspensa.

Segundo Dixon (1999), os amortecedores podem ser divididos em dois tipos: o de atrito seco, com elementos sólidos, e o hidráulico, com elementos fluídicos.

Os amortecedores de atrito seco podem ser com cinta enrolada ou discos deslizantes. Já os hidráulicos, com alavanca ou telescópico. Esse último é o tipo mais comum de amortecedor encontrado nos veículos de hoje.

Os amortecedores hidráulicos telescópicos podem ter tubo simples e tubo duplo, no que diz respeito à acomodação do volume de fluido inserido na haste, como pode ser visualizado na Figura 3.24. No tipo de dois tubos, um dos mais comuns, a parte de cima é fixada a uma haste, que, por sua vez, está ligada a um pistão. O último está inserido em um tubo cheio de fluido hidráulico. O tubo interno é conhecido como tubo de pressão, já o externo como de reserva, que é responsável por armazenar o excesso do fluido hidráulico.

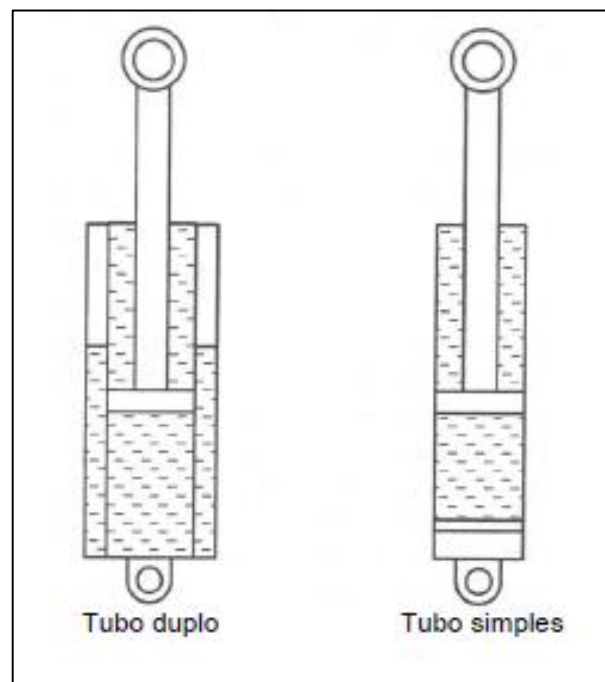


Figura 3.24 – Amortecedores telescópicos

Fonte: Freitas, 2006 (p. 43)

Quando a roda do carro passa por um obstáculo na via, a mola se comprime e se distende. A energia dela é transferida para o amortecedor e, por meio da haste, é transmitida para dentro do pistão. Os orifícios no pistão permitem que o fluido

passa através dele e o mova para cima e para baixo no tubo de pressão. Como os orifícios são pequenos, somente uma pequena quantidade de fluido passa sob grande pressão, desacelerando o pistão e, assim, a mola.

A maioria dos amortecedores modernos é sensível à velocidade, isto é, quanto mais rápido a suspensão se movimenta, mais resistência o amortecedor fornece. Isso permite aos amortecedores se ajustarem às condições da pista e a controlarem a maioria dos movimentos indesejados que possam ocorrer em um veículo.

3.6.4. Isolador ou coxim

Com a principal função de isolar as vibrações com frequências e amplitudes que foram eficientemente eliminadas por outros componentes da suspensão, os isoladores normalmente são de metal-borracha. Podem atuar nas vibrações tanto na direção vertical do veículo, quanto na lateral e longitudinal.



Figura 3.25 – Coxim da suspensão

Fonte: <http://www.autopecasxavier.com.br/>

3.6.5. Barra estabilizadora

Também conhecidas como barras antioscilação, a barra estabilizadora é o componente que liga uma coluna de suspensão à outra, sendo responsável pela estabilidade do veículo em altas velocidades, seja em retas ou curvas. Ela é presa à carroceria por buchas de ligação e às colunas por meio de bieletas.

Quando a suspensão em uma roda se movimenta verticalmente, a barra estabilizadora, ilustrada na Figura 3.26, transfere o movimento para a outra roda, fazendo com que o carro fique nivelado lateralmente e com menor inclinação nas curvas, isto é, evita que o veículo role sobre sua suspensão nas curvas, garantindo estabilidade. Por esse motivo, quase todos os carros possuem barras estabilizadoras instaladas como item de série.



Figura 3.26 – Barra estabilizadora do veículo VW Gol

Fonte: <http://4autos.com.br/>

Outra utilidade das barras estabilizadoras é permitir molas menos rígidas nas suspensões, para maior conforto de rodagem, sem sofrer os efeitos da inclinação nas curvas.

4. OUTROS COMPONENTES DO VEÍCULO

Além do sistema de suspensão, outros componentes veiculares que também influenciam na dinâmica veicular no que diz respeito à transmissão de vibrações e, conseqüentemente, no conforto, são os pneus e os assentos.

4.1. Pneus

As interfaces de contato do veículo com o solo são os pneus. Kirstein (2005) apresenta alguns modelos que representam esse contato, ilustrados na Figura 4.1.

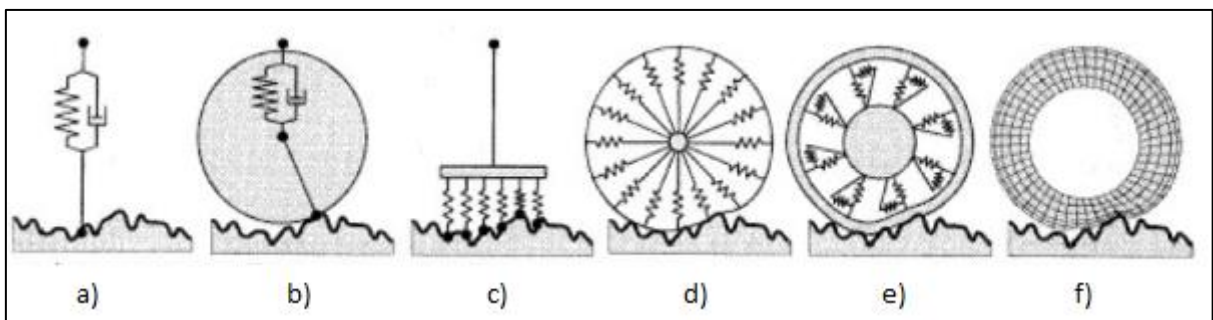


Figura 4.1 – Contato do pneu com o solo

Fonte: Kirstein, 2005 (p. 8) - adaptado

A Figura 4.1 apresenta os seguintes modelos:

- a) Um ponto de contato, com mola e amortecedor em paralelo;
- b) Contato rolado, com uma roda rígida, uma mola, um amortecedor e um ponto de contato;
- c) Rastro fixo, com rigidez e amortecimento linearmente distribuídos na área de contato;
- d) Várias molas radiais, com molas lineares distribuídas uniformemente ao longo do raio;
- e) Anel flexível;
- f) Elementos finitos.

O modelo mais utilizado, e também o mais simples, é o de contato pontual.

4.2. Assento do veículo

As principais interfaces entre o veículo e os passageiros são os assentos, ou bancos. A maior parte das vibrações é transmitida aos passageiros por eles. Por isso, também podem ser considerados na análise dinâmica. O modelo matemático para os bancos pode ser constituído por uma mola com rigidez equivalente apenas, descartando qualquer efeito amortecedor.

Para a análise do presente projeto, como os assentos do veículo testado não sofrerão qualquer alteração, eles não serão considerados no trabalho, sendo abordados nesta seção apenas a título de informação.

5. DINÂMICA VEICULAR

A resposta dinâmica de um veículo pode ser caracterizada por entradas e saídas de um sistema. As entradas são as excitações geradas por fontes externas (pista) ou internas (rodas, transmissão e motor). As saídas podem ser acelerações, velocidades ou deslocamentos do sistema e/ou estruturas do veículo, em qualquer direção.

Antes de se realizar a análise modal do veículo e também verificar o conforto de acordo com a norma ISO 2631-1 (1997), serão introduzidos alguns conceitos sobre dinâmica veicular importantes para o presente trabalho.

Serão equacionados três modelos de veículos para a compreensão de quais parâmetros influenciam na vibração sentida pelos passageiros. Todos os modelos serão com suspensões passivas e independentes e apenas o comportamento elástico dos pneus será considerado. A influência dos assentos será desconsiderada.

A modelagem é um conceito amplamente aplicado na engenharia e consiste na obtenção de equações matemáticas que descrevem as características de interesse de um sistema real, revelando os parâmetros relevantes.

Também serão introduzidos conceitos importantes para a análise modal, como frequência natural e fator de amortecimento, além de alguns métodos gráficos para obtenção de resultados. Esses conceitos são importantes para a caracterização do veículo, que independe da entrada.

5.1. Base teórica

Primeiramente serão introduzidos métodos e leis para auxiliar na modelagem matemática.

5.1.1. Força na mola

A força elástica resultante em uma mola pode ser representada por:

$$\vec{F}_{el} = k \cdot \Delta x$$

Com:

$$\Delta x = (x - x_0)$$

Em que:

\vec{F}_{el} = força elástica na mola [N];

k = constante elástica da mola [N/m];

Δx = deformação da mola [m];

x = posição final da mola;

x_0 = posição inicial da mola.

Admite-se que a posição inicial, x_0 , seja:

$$x_0 = 0$$

Tem-se então a força na mola dada pela equação (5).

$$\vec{F}_{el} = k \cdot x \tag{5}$$

5.1.2. Força no amortecedor

A força resultante em um amortecedor é dada por:

$$\overrightarrow{F}_{\text{am}} = c \cdot \overrightarrow{\Delta V}$$

Com:

$$\overrightarrow{\Delta V} = (\overrightarrow{V} - \overrightarrow{V_0})$$

Em que:

$\overrightarrow{F}_{\text{am}}$ = força no amortecedor [N];

c = coeficiente de amortecimento [N.s/m];

$\overrightarrow{\Delta V}$ = variação da velocidade do amortecedor [m/s];

\overrightarrow{V} = velocidade final do amortecedor [m/s];

$\overrightarrow{V_0}$ = velocidade inicial do amortecedor [m/s].

Admitindo-se que a velocidade inicial seja:

$$V_0 = 0$$

E que a velocidade final pode ser representada por:

$$V = \frac{dx}{dt} = \dot{x}$$

Tem-se então a força no amortecedor dada pela equação (6).

$$\overrightarrow{F_{am}} = c \cdot \overrightarrow{\dot{x}} \quad (6)$$

Em que:

\dot{x} = derivada da posição em relação ao tempo [m/s].

5.1.3. Força nos pneus

De acordo com Freitas (2006), para se analisar a dinâmica do veículo deve-se considerar a deflexão radial (estática) e a velocidade de deflexão (dinâmica) do pneu, que resultam em uma força no mesmo. A equação (7) representa a parcela estática desta força.

$$F_{p,e} = a_1 \cdot \Delta z + a_2 \cdot (\Delta z)^2 \quad (7)$$

Em que:

$F_{p,e}$ = carga estática [N];

a_1, a_2 = constantes obtidas experimentalmente para cada pneu [N/m];

Δz = deformação do pneu [m].

Segundo Clark (1981), quando é aplicada carga em um pneu inflado, o pneu deflete progressivamente de acordo com o aumento da carga. Em pneus com perfil 70 ou maior, pode-se admitir rigidez radial linear, com comportamento semelhante à de uma mola linear.

A parcela dinâmica da força, que depende da velocidade de deflexão, é apresentada pela equação (8).

$$F_{p,d} = dr \cdot \Delta\dot{z} \quad (8)$$

Em que:

$F_{p,d}$ = carga dinâmica [N];

dr = constante de amortecimento [N.s/m];

$\Delta\dot{z}$ = velocidade de deformação do pneu [m/s].

Na maioria das vezes, o amortecimento dos pneus pode ser desprezado, já que seu valor é pequeno se comparado com o valor do amortecedor principal da suspensão e só é levada em consideração sua deformação elástica. O atrito do pneu com o solo também é desconsiderado na análise da dinâmica do veículo.

5.1.4. Segunda lei de Newton

De acordo com Beer e Johnston (1991), a segunda lei de Newton enuncia que *“Um ponto material submetido a uma força não nula adquire uma aceleração com módulo proporcional ao módulo da força e na mesma direção e sentido desta”*. Ela pode ser representada pela equação (9).

$$\vec{R} = m \cdot \vec{a} \quad (9)$$

Em que:

\vec{R} = resultante das forças que atuam no ponto material de massa m [N];

m = massa de um ponto material [kg];

\vec{a} = aceleração que atua no ponto material de massa m [m/s²].

5.1.5. Teorema do momento angular (TMA)

A segunda lei de Newton pode ser reescrita para movimentos rotacionais, sendo denominada de teorema do momento angular (TMA).

De acordo com Pesce (2004), define-se momento angular de um corpo rígido em relação ao polo O pertencente a esse corpo como sendo:

$$\vec{K}_O = m \cdot (\overrightarrow{G - O}) \wedge \vec{v}_O + [J] \cdot \{\vec{\Omega}\}$$

Em que:

\vec{K}_O = vetor do momento angular do corpo rígido em relação ao pólo O [J.s];

G = posição do centro de gravidade do corpo rígido;

O = posição do polo O ;

m = massa do corpo rígido [kg];

\vec{v}_O = vetor velocidade do polo O [m/s];

J = matriz de inércia do corpo rígido, calculada segundo o sistema (O, x, y, z) ;

$\vec{\Omega}$ = vetor da velocidade angular do corpo [rad/s].

O momento angular do corpo em relação ao ponto **O** também pode ser definido como a soma dos momentos angulares de cada uma das **n** partículas que o consistem, denominadas de **P**, isto é:

$$\vec{K}_O = \sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge m_i \cdot \vec{v}_i$$

Derivando-se todos os termos da equação acima em relação ao tempo, tem-se:

$$\frac{d\vec{K}_O}{dt} = \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge m_i \cdot \vec{v}_i = \sum_{i=1}^n \frac{d\overrightarrow{(P-O)}}{dt} \wedge m_i \cdot \vec{v}_i + \sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge m_i \cdot \frac{d\vec{v}_i}{dt}$$

Que é equivalente a:

$$\frac{d\vec{K}_O}{dt} = m \cdot \vec{v}_G \wedge \vec{v}_O + \sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge m_i \cdot \vec{a}_i = m \cdot \vec{v}_G \wedge \vec{v}_O + \sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge \vec{F}_i$$

Com:

$$\sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge \vec{F}_i = \sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge \vec{F}_i^{\text{int}} + \sum_{i=1}^n \overrightarrow{(P-O)} \wedge \vec{F}_i^{\text{ext}} = \vec{M}_O^{\text{int}} + \vec{M}_O^{\text{ext}}$$

Em que:

m_i = massa da partícula i [kg];

\vec{a}_i = vetor aceleração da partícula i [m/s²];

\vec{v}_G = vetor velocidade do baricentro do corpo [m/s];

\vec{F}_i^{int} = vetor das forças resultantes interiores ao sistema de partículas [N];

\vec{F}_i^{ext} = vetor forças resultantes exteriores ao sistema de partículas [N];

\vec{M}_O^{int} = vetor dos momento em relação ao polo O das forças interiores ao sistema de partículas [N.m];

\vec{M}_O^{ext} = vetor dos momento em relação ao polo O das forças exteriores ao sistema de partículas [N.m].

Sabendo-se que o momento em relação ao polo **O** das forças interiores ao sistema de partículas é nulo, devido ao fato das forças interiores serem iguais e opostas duas a duas, isto é:

$$\vec{M}_O^{\text{int}} = 0$$

Tem-se a expressão que representa o teorema do momento angular de um sistema de partículas em relação a um ponto fixo **O**, apresentada pela equação (10).

$$\frac{d\vec{K}_O}{dt} = m \cdot \vec{v}_G \wedge \vec{v}_O + \vec{M}_O^{\text{ext}} \quad (10)$$

5.1.6. Teorema do movimento do baricentro (TMB)

Como ocorre no TMA, apresentado na seção 5.1.5, o teorema do movimento do baricentro (TMB) também é uma variação das leis de Newton.

De acordo com Pesce (2004), o movimento do baricentro corresponde ao movimento de um ponto material de mesma massa de determinado corpo, caso sobre ele agisse a resultante do sistema de forças externas que propulsiona este corpo.

O baricentro (**G-O**) de um determinado corpo pode ser definido pela equação a seguir:

$$(\overrightarrow{G - O}) = \frac{\int_{\text{corpo}} (\overrightarrow{P - O}) \cdot dm}{m}$$

Em que:

G = posição do centro de gravidade do corpo;

P = posição do elemento de massa dm;

O = posição do polo O;

m = massa do corpo [kg].

Sabe-se que a resultante do sistema de forças externas agentes sobre o corpo é dado por:

$$\overrightarrow{R^{ext}} = \int_{\text{corpo}} \frac{d^2}{dt^2} (P - O) dm = m \frac{d^2}{dt^2} (G - O)$$

A equação (11) apresenta o TMB.

$$\overrightarrow{R^{ext}} = m \cdot \overrightarrow{a_G} \tag{11}$$

$\overrightarrow{a_G}$ = vetor aceleração do baricentro [m/s²].

5.1.7. Método de Lagrange

Outro método para se equacionar modelos é a equação de Lagrange, apresentada pela equação (12).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i^{\text{ext}} \quad (12)$$

Com:

$$i = 1, 2, 3, \dots, N$$

$$L = T - U$$

$$T = \frac{m \cdot V^2}{2}$$

$$U = m \cdot g \cdot h$$

Em que:

i = grau de liberdade;

L = lagrangeana do sistema [J];

T = energia cinética do sistema [J];

U = energia potencial do sistema [J];

Q_i^{ext} = forças não-conservativas ou generalizadas externas [N];

m = massa [kg];

V = velocidade [m/s];

g = aceleração da gravidade (9,80665 m/s²);

h = altura [m].

5.2. Modelos matemáticos

Após o embasamento teórico, serão equacionados modelos matemáticos de veículos simplificados, para melhor entendimento da dinâmica de um veículo, principalmente no que se trata da transmissão de vibrações nas direções vertical, de arfagem e de rolagem.

5.2.1. Hipóteses simplificadoras

Primeiramente, serão introduzidas algumas hipóteses, visando simplificar o equacionamento dos modelos:

- o modelo não prevê o deslocamento do pneu com o perfil da pista;
- as suspensões são independentes;
- as suspensões são passivas;
- os assentos dos veículos serão desconsiderados;
- os pneus estão em contato pontual com a pista.

5.2.2. Sistema massa-mola-amortecedor

O sistema massa-mola-amortecedor, com apenas um grau de liberdade, é apresentado na Figura 5.1.

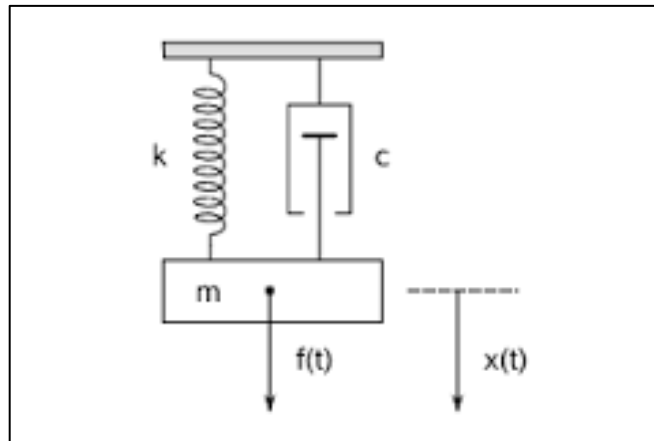


Figura 5.1 – Sistema massa-mola-amortecedor

Fonte: <http://www.mspc.eng.br/>

O bloco de massa **m** se desloca verticalmente, representado por **x(t)**. A força aplicada ao sistema, **f(t)**, equivale a uma entrada ou perturbação externa, **k** é a constante elástica da mola e **c** é o coeficiente de amortecimento.

Aplicando-se a Segunda Lei de Newton no bloco de massa **m**, pode-se chegar à equação (13), que representa o movimento do sistema:

$$m \cdot \ddot{x} = f(t) - c \cdot \dot{x} - k \cdot x \quad (13)$$

5.2.3. Um quarto do carro

O modelo de um quarto de carro representa apenas uma das quatro rodas do veículo. O sistema massa-mola-amortecedor com dois graus de liberdade, contem uma mola e um amortecedor que representam a suspensão e o pneu é representado por uma mola e um amortecedor, como pode ser observado na Figura 5.2.

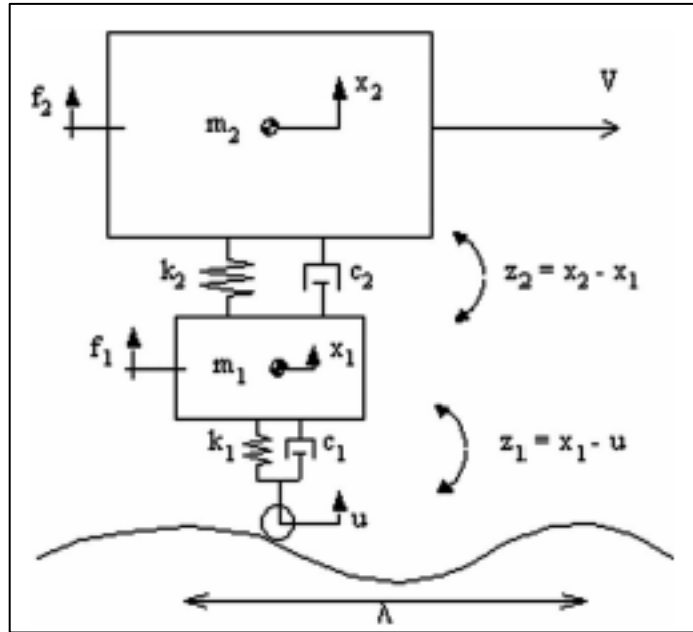


Figura 5.2 – Modelo de um quarto de carro

Fonte: Barbosa, 2011

Neste caso, o bloco m_2 representa a $\frac{1}{4}$ da massa suspensa do veículo e o m_1 $\frac{1}{4}$ da massa não suspensa. As forças aplicadas ao sistema são f_1 e f_2 . A entrada u equivale às excitações causadas pela pista, k_2 e c_2 são a constante elástica da mola e o coeficiente de amortecimento da suspensão e k_1 e c_1 do pneu, respectivamente. Por fim, $x_2(t)$ e $x_1(t)$ são os deslocamentos verticais da massa suspensa e não suspensa, respectivamente.

Utilizando-se a Segunda Lei de Newton aplicada nos dois blocos, pode-se chegar às equações do movimento do sistema com dois graus de liberdade:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + c_1 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{u}) + k_1 \cdot (x_1 - u) - c_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = f_1 \quad (14)$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 + c_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_1 \cdot (x_2 - x_1) = f_2 \quad (15)$$

5.2.4. Meio carro

Outro modelo matemático para suspensões veiculares é o de meio carro composto de duas suspensões, uma dianteira e outra traseira, ambas do mesmo lado do veículo, como se pode observar na Figura 5.3.

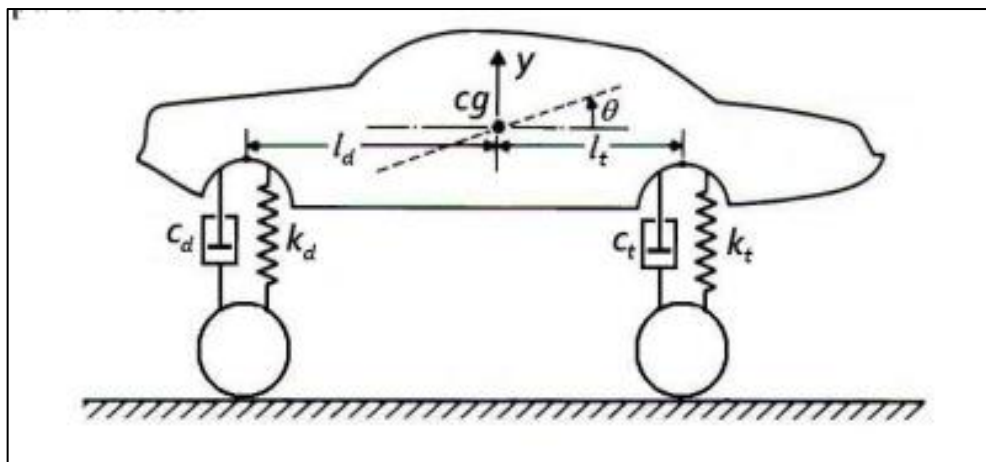


Figura 5.3 – Ilustração do meio carro

Fonte: <http://www.abenge.org.br/>

A Figura 5.4, apresentada por Barbosa (2011), representa um sistema massa-mola-amortecedor, com quatro graus de liberdade, auxilia na obtenção das equações do movimento.

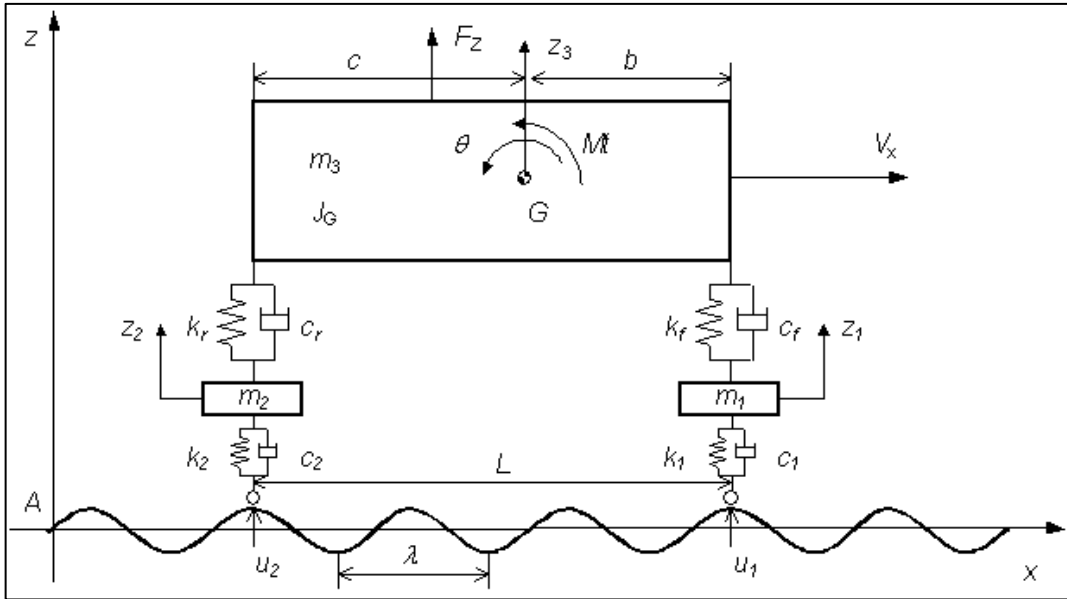


Figura 5.4 – Modelo de meio carro com dois graus de liberdade

Fonte: Barbosa, 2011

Neste modelo de quatro graus de liberdade, além de se analisar como o perfil da pista influencia na dinâmica do veículo, pode-se estudar como a rotação do veículo no plano x-y é descrita pelo ângulo θ , conhecido por ângulo de arfagem. O deslocamento vertical é dado por z_3 , e o deslocamento na direção longitudinal foi desconsiderado. As equações matemáticas que representam o modelo são:

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 + c_1 \cdot (\dot{z}_1 - \dot{u}_1) + k_1 \cdot (z_1 - u_1) - c_f \cdot (\dot{z}_3 - b \cdot \dot{\theta} - \dot{z}_1) - k_f \cdot (z_3 - b \cdot \theta - z_1) = 0 \quad (16)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 + c_2 \cdot (\dot{z}_2 - \dot{u}_2) + k_2 \cdot (z_2 - u_2) - c_r \cdot (\dot{z}_3 - c \cdot \dot{\theta} - \dot{z}_2) - k_r \cdot (z_3 - c \cdot \theta - z_2) = 0 \quad (17)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 + c_f (\dot{z}_3 + b \dot{\theta} - \dot{z}_1) + k_f (z_3 + b \theta - z_1) + c_r (\dot{z}_3 - c \dot{\theta} - \dot{z}_2) + k_r (z_3 - c \theta - z_2) = F_z \quad (18)$$

$$J_3 \ddot{\theta} + b c_f (\dot{z}_3 + b \dot{\theta} - \dot{z}_1) + b k_f (z_3 + b \theta - z_1) + c c_r (\dot{z}_3 - c \dot{\theta} - \dot{z}_2) + c k_r (z_3 - c \theta - z_2) = M_t \quad (19)$$

Pode-se notar, pelas equações acima, que os movimentos de arfagem e vertical, representados por θ e z_3 , respectivamente, são acoplados, ou dependentes.

5.2.5. Carro inteiro

O último modelo matemático para suspensões apresentado neste trabalho é o de um carro inteiro, o qual possui sete graus de liberdade. Esse modelo pode ser visualizado na Figura 5.5.

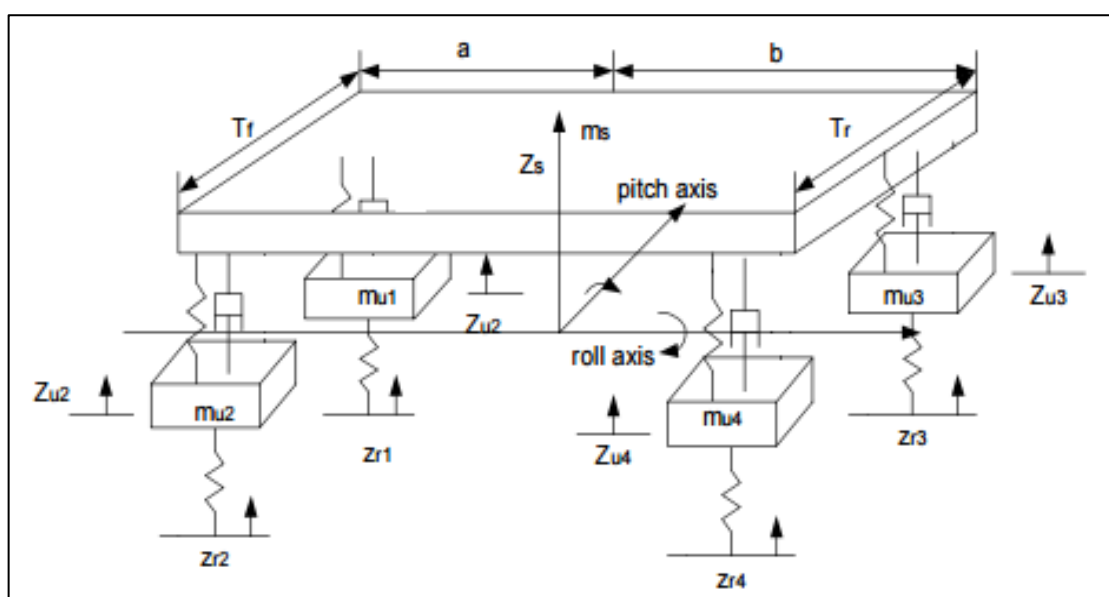


Figura 5.5 – Modelo de um carro inteiro com sete graus de liberdade

As equações que representam o movimento do sistema do carro inteiro podem ser obtidas pelo Método de Lagrange, apresentado na seção 5.1.7. O desenvolvimento matemático é apresentado por Darus e Sam (2009). Neste modelo, não são considerados os movimentos longitudinais, laterais e de guinada, simplificando a modelagem. Os resultados podem ser vistos nas equações a seguir:

$$\begin{aligned}
& m_s \cdot \ddot{z}_s + c_1 \cdot (\dot{z}_s + a \cdot \dot{\theta} + T_f \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u1}) + c_2 \cdot (\dot{z}_s + a \cdot \dot{\theta} - T_f \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u2}) + \\
& c_3 \cdot (\dot{z}_s - b \cdot \dot{\theta} - T_r \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u3}) + c_4 \cdot (\dot{z}_s - b \cdot \dot{\theta} - T_r \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u4}) + k_1 \cdot (z_s + a \cdot \theta + \\
& T_f \cdot \phi - z_{u1}) + k_2 \cdot (z_s + a \cdot \theta - T_f \cdot \phi - z_{u2}) + k_3 \cdot (z_s - b \cdot \theta - T_r \cdot \phi - z_{u3}) + \\
& k_4 \cdot (z_s - b \cdot \theta - T_r \cdot \phi - z_{u4}) = F_z
\end{aligned} \tag{20}$$

$$\begin{aligned}
& J_p \cdot \ddot{\theta} + a \cdot c_1 \cdot (\dot{z}_s + a \cdot \dot{\theta} + T_f \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u1}) + a \cdot c_2 \cdot (\dot{z}_s + a \cdot \dot{\theta} - T_f \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u2}) + \\
& b \cdot c_3 \cdot (\dot{z}_s - b \cdot \dot{\theta} - T_r \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u3}) - b \cdot c_4 \cdot (\dot{z}_s - b \cdot \dot{\theta} - T_r \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u4}) + a \cdot k_1 \cdot (z_s + \\
& a \cdot \theta + T_f \cdot \phi - z_{u1}) - a \cdot k_2 \cdot (z_s + a \cdot \theta - T_f \cdot \phi - z_{u2}) - b \cdot k_3 \cdot (z_s - b \cdot \theta - T_r \cdot \phi - \\
& z_{u3}) - b \cdot k_4 \cdot (z_s - b \cdot \theta - T_r \cdot \phi - z_{u4}) = M_{tp}
\end{aligned} \tag{21}$$

$$\begin{aligned}
& J_r \cdot \ddot{\phi} + T_f \cdot c_1 \cdot (\dot{z}_s + a \cdot \dot{\theta} + T_f \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u1}) + T_f \cdot c_2 \cdot (\dot{z}_s + a \cdot \dot{\theta} - T_f \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u2}) + \\
& T_r \cdot c_3 \cdot (\dot{z}_s - b \cdot \dot{\theta} - T_r \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u3}) - T_r \cdot c_4 \cdot (\dot{z}_s - b \cdot \dot{\theta} - T_r \cdot \dot{\phi} - \dot{z}_{u4}) + \\
& T_f \cdot k_1 \cdot (z_s + a \cdot \theta + T_f \cdot \phi - z_{u1}) - T_f \cdot k_2 \cdot (z_s + a \cdot \theta - T_f \cdot \phi - z_{u2}) + T_r \cdot k_3 \cdot (z_s - \\
& b \cdot \theta - T_r \cdot \phi - z_{u3}) - T_r \cdot k_4 \cdot (z_s - b \cdot \theta - T_r \cdot \phi - z_{u4}) = M_{tr}
\end{aligned} \tag{22}$$

$$\begin{aligned}
& m_1 \cdot \ddot{z}_{u1} + c_1 \cdot (\dot{z}_{u1} - \dot{z}_s - a \cdot \dot{\theta} - T_f \cdot \dot{\phi}) + k_1 \cdot (z_{u1} - z_s - a \cdot \theta - T_f \cdot \phi) - k_{t1} \cdot (z_{u1} - \\
& z_{r1}) = 0
\end{aligned} \tag{23}$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_{u2} + c_2 \cdot (\dot{z}_{u2} - \dot{z}_s - a \cdot \dot{\theta} + T_f \cdot \dot{\phi}) + k_2 \cdot (z_{u2} - z_s - a \cdot \theta + T_f \cdot \phi) - k_{t2} \cdot (z_{u2} - z_{r2}) = 0 \quad (24)$$

$$m_3 \cdot \ddot{z}_{u3} + c_3 \cdot (\dot{z}_{u3} - \dot{z}_s + b \cdot \dot{\theta} + T_r \cdot \dot{\phi}) + k_3 \cdot (z_{u3} - z_s + b \cdot \theta + T_r \cdot \phi) - k_{t3} \cdot (z_{u3} - z_{r3}) = 0 \quad (25)$$

$$m_4 \cdot \ddot{z}_{u4} + c_4 \cdot (\dot{z}_{u4} - \dot{z}_s + b \cdot \dot{\theta} + T_r \cdot \dot{\phi}) + k_4 \cdot (z_{u4} - z_s + b \cdot \theta + T_r \cdot \phi) - k_{t4} \cdot (z_{u4} - z_{r4}) = 0 \quad (26)$$

Os parâmetros \mathbf{J} representam os momentos de inércia, \mathbf{m} , as massas, \mathbf{k} , as constantes elásticas das molas e \mathbf{c} , os coeficientes de amortecimento. As dimensões \mathbf{a} e \mathbf{b} representam a distância do centro de massa do veículo para os eixos dianteiro e traseiro, respectivamente, \mathbf{T}_f e \mathbf{T}_r , a largura do carro.

O deslocamento vertical é dado por \mathbf{z} . Já os das direções de arfagem e rolagem são dados por θ e ϕ , respectivamente. Ainda, é possível se observar, assim como ocorre no modelo de meio carro, que os movimentos são acoplados.

5.3. Frequências naturais, modos de vibrar e fator de amortecimento

De acordo com Inman (2001), se após uma perturbação inicial, um sistema continuar a vibrar por si próprio sem ação de forças externas, isto é, se ele entrar em ressonância, a frequência com qual ele oscila é denominada frequência natural. Um sistema com \mathbf{n} graus de liberdade terá, em geral, \mathbf{n} frequências naturais de vibração distintas.

Segundo Gillespie (1992), pode-se obter a fórmula da frequência natural da massa suspensa de um veículo pelo modelo de ¼ de carro, como o apresentado pela Figura 5.2. A equação (27) apresenta como se calcular essa frequência, em rad/s.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{RR}{m}} \quad (27)$$

Em que:

RR = rigidez equivalente [N/m];

m = massa (suspensa ou não suspensa) [kg];

ω_n = frequência natural [rad/s].

Para a massa suspensa de um veículo:

$$RR = \frac{k_t \cdot k_s}{k_t + k_s}$$

Em que:

k_t = rigidez dos pneus [N/m];

k_s = rigidez das molas da suspensão [N/m].

Para se obter a frequência natural em Hz, basta dividir o valor da frequência natural em rad/s por 2π .

Como se pode verificar, a frequência natural depende da rigidez dos pneus e das molas da suspensão e também da massa. Como a massa não suspensa é bem menor que a massa suspensa, sua frequência natural será muito alta e não é de interesse para o trabalho, apenas a massa suspensa. Em algumas estruturas, a frequência natural depende da massa, das dimensões e da constante de elasticidade.

De acordo Freitas (2006), a relação entre a rigidez equivalente e a massa suspensa do veículo representa a deflexão estática da suspensão devido ao peso próprio do veículo e é um indicativo da capacidade da suspensão de isolar a massa suspensa de vibrações. Então, quanto menor a frequência natural, melhor será o isolamento. Por isso, considerando apenas a frequência natural, deseja-se que a rigidez equivalente seja a menor possível. Entretanto, molas com rigidez menor requerem uma suspensão com curso maior, para que a energia transmitida pela pista seja absorvida sem atingir o batente ou o fim do curso da suspensão. Veículos maiores são mais espaçosos e por isso comportam suspensões com cursos maiores e, portanto, possuem condições apropriadas para um maior conforto veicular se comparados a veículos menores.

Gillespie (1992) recomenda que a frequência natural não amortecida da massa suspensa na direção Z em um veículo fique em torno de 1 Hz, minimizando a aceleração, ou vibração, transmitida para o chassi e seus ocupantes, como pode ser observado na Figura 5.6.

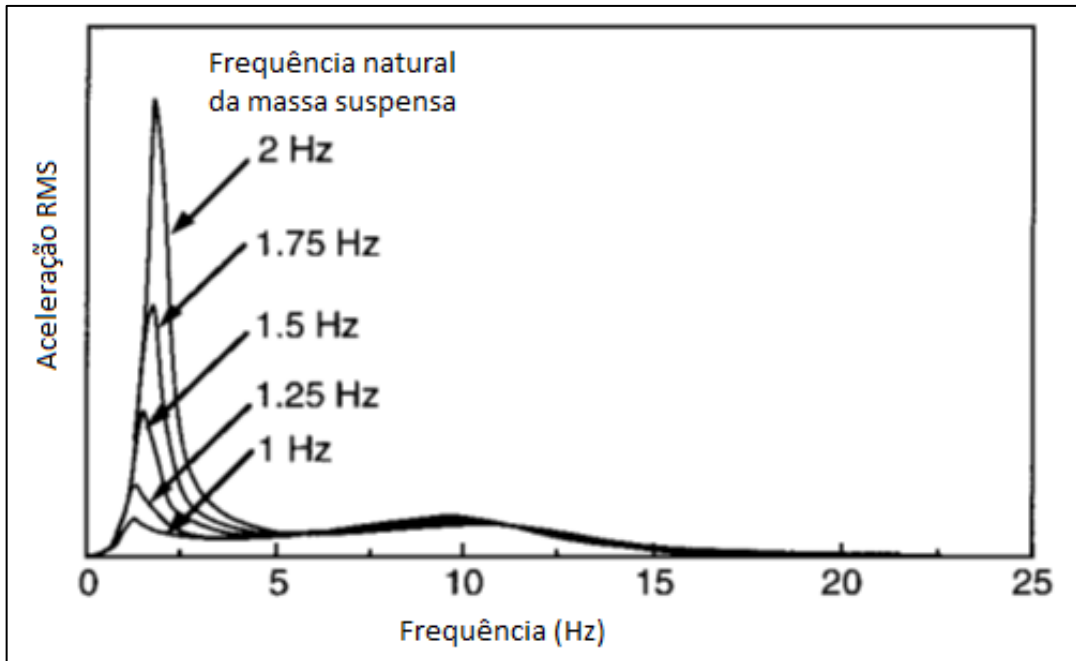


Figura 5.6 – Espectro da aceleração da massa suspensa para diferentes frequências naturais

Fonte: Gillespie, 1992 (p.155) - adaptado

Quando o amortecimento é levado em conta, a frequência é chamada de frequência natural amortecida, apresentada na equação (28).

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (28)$$

Em que:

ω_d = frequência natural não amortecida [rad/s ou Hz];

ξ = fator de amortecimento.

Sempre que a frequência natural de vibração de uma estrutura coincidir com a frequência da excitação externa, ocorre o fenômeno conhecido como ressonância, que resulta em deslocamentos excessivos, sendo passível o colapso do sistema.

O fator de amortecimento influencia na dissipação de energia absorvida pelo veículo proveniente das perturbações externas. A Figura 5.7 demonstra o gráfico de diferentes deslocamentos de acordo com o fator de amortecimento.

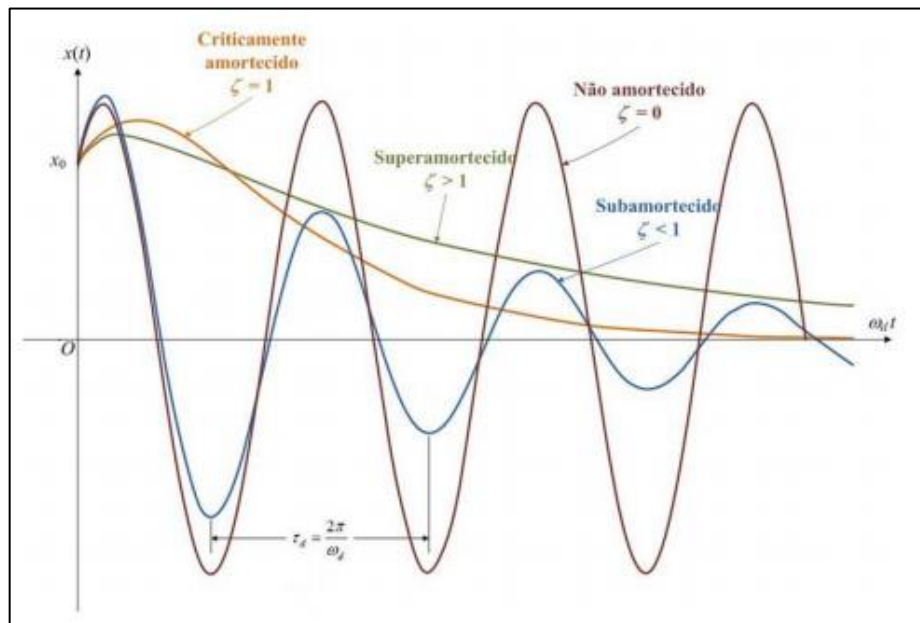


Figura 5.7 – Sensor posicionado no banco do veículo

Fonte: Cossolino e Pereira (2010)

Na Figura 5.7 pode-se observar que quando o fator de amortecimento for zero, o sistema é não amortecido, isto é, nenhuma energia é dissipada. Quando o fator é maior que zero e menor que um, ele é subamortecido. Quando vale um, é chamado de crítico. Por fim, quando é maior do que um, é denominado superamortecido.

Pela Figura 5.8, pode-se concluir que para um caso subamortecido, quanto menor for o fator de amortecimento, mais acentuada é a curva do modo de vibrar no espectro do sinal.

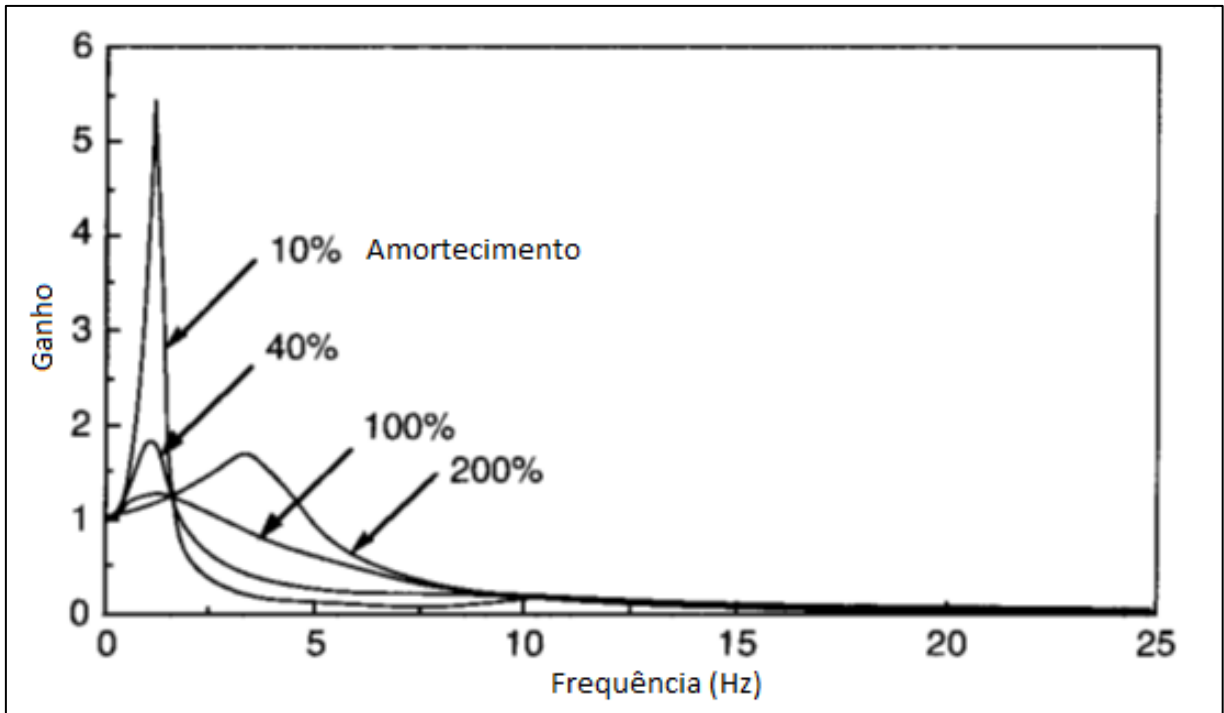


Figura 5.8 – Efeito do amortecimento no isolamento das vibrações

Fonte: Gillespie, 1992 (p.156) - adaptado

Segundo Gillespie (1992), para um bom nível de conforto veicular nas direções vertical e de arfagem, o fator de amortecimento, ξ , deve ser entre 0,2 e 0,4 para o modo de vibrar fundamental da massa suspensa. Com o valor nesta faixa, as frequências natural e amortecida ficam muito próximas. Assim, somente a frequência natural não amortecida é comumente utilizada para se caracterizar o veículo. Entretanto, no projeto de um veículo não se pode levar em consideração somente o conforto veicular, por isso o fator de amortecimento nem sempre corresponde a essa faixa.

O conjunto de todas as frequências naturais de um sistema compõem os modos de vibração. A primeira frequência natural dos modos de vibração, que possui o menor valor em Hz, é chamada de frequência fundamental. Além disso, o primeiro modo é denominado de modo fundamental.

Pode-se concluir, de acordo com as equações 27 e 28, que fatores externos não influenciam na frequência natural do veículo. Além disso, apenas os parâmetros de rigidez, massa e amortecimento influem no valor da frequência natural.

Entretanto, essa conclusão é teórica, baseada em literaturas e fórmulas. Resta, portanto, a verificar na prática, por meio dos testes com sensores, se a frequência natural será influenciada apenas pela rigidez, massa e fator de amortecimento.

5.4. Obtenção gráfica da frequência natural e fator de amortecimento

Em um sistema, a frequência natural e seu respectivo modo de vibração podem ser obtidos graficamente no espectro do sinal de saída de um deslocamento, velocidade ou aceleração. Segundo Inman (2001), quando a curva do gráfico apresentar um pico, o último representa um dos modos de vibrar do sistema em análise. A frequência no valor máximo deste pico é a frequência natural amortecida do modo em questão.

Para se obter o fator de amortecimento, ξ , será utilizado o método da meia banda de potência. Neste método, a medida do fator de amortecimento é baseada na resposta da frequência. A frequência de um pico, que representa uma frequência natural amortecida do sistema, é utilizada neste método. A largura da banda (a meia potência), que também é utilizada no cálculo, é definida como a largura da curva da resposta de frequência quando a magnitude vale 0,707 vezes o valor do pico. O fator de amortecimento pode ser obtido a partir da relação entre a largura de banda e a frequência central de uma ressonância, ou frequência natural, apresentada na equação (29). De acordo com Inman (2001), esse método pode ser utilizado tanto para curvas de deslocamento, quanto para aceleração e velocidade, desde que o fator de amortecimento seja pequeno.

A Figura 5.9 ilustra o método gráfico.

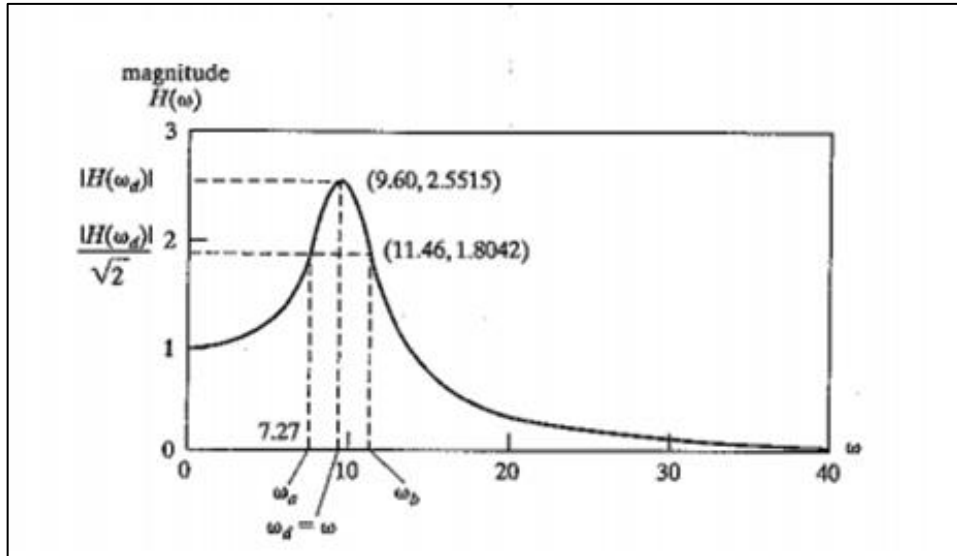


Figura 5.9 – Método da meia banda de potência

Fonte: Inman, 2001 (p. 511)

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta\omega}{\omega_d} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(\omega_b - \omega_a)}{\omega_d} \quad (29)$$

6. SENSORIAMENTO

Para se obter as acelerações resultantes das irregularidades da pista em um veículo na Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira, é necessária a coleta de dados por meio de um sensor posicionado em um veículo em movimento.

6.1. Sensor

O sensor utilizado no presente trabalho é composto de três acelerômetros, que medem as acelerações de saída nas direções vertical, longitudinal e lateral, e três velocímetros angulares (giroscópios), responsáveis por obter as velocidades angulares de saída nas direções de guinada, rolagem e arfagem. O fabricante é a empresa InvenSense e o modelo é o MPU-6000, apresentado na Figura 6.1. Sua frequência de amostragem típica é de 1 kHz.



Figura 6.1 – Sensor InvenSense MPU-6000

Fonte: <http://store.invensense.com>

O sensor será protegido por um artefato, apresentado na Figura 6.2, vedado com silicone para evitar qualquer dano. Os dados medidos serão transmitidos a um computador por um cabo USB. Como esse artefato coletará, indiretamente, todos os dados de interesse medidos, ele também será chamado de sensor no presente trabalho.



Figura 6.2 – Artefato para proteger o sensor

Fonte: Foto do autor, 2015

O sensor será posicionado entre o motorista do veículo e o assento. De acordo com a norma ISO 2631-1 (1997), este artefato não é indicado para o estudo do conforto. Além disso, seriam necessários mais dois sensores, para captar as vibrações em diferentes pontos. Entretanto, pela inviabilidade de se realizar uma instrumentação adequada por causa do alto custo, os testes serão feitos apenas com um sensor e no artefato apresentado na Figura 6.2.

6.2. Software Baseflight

O software utilizado para a aquisição de dados é o Baseflight. Na Figura 6.3 pode-se visualizar sua interface.

Apesar de sua máxima frequência de amostragem ser baixa, 100 Hz, o software foi escolhido por ser gratuito, não necessitando da obtenção de uma licença paga para utilizá-lo, e também pela simplicidade para se obter dados com o mesmo.

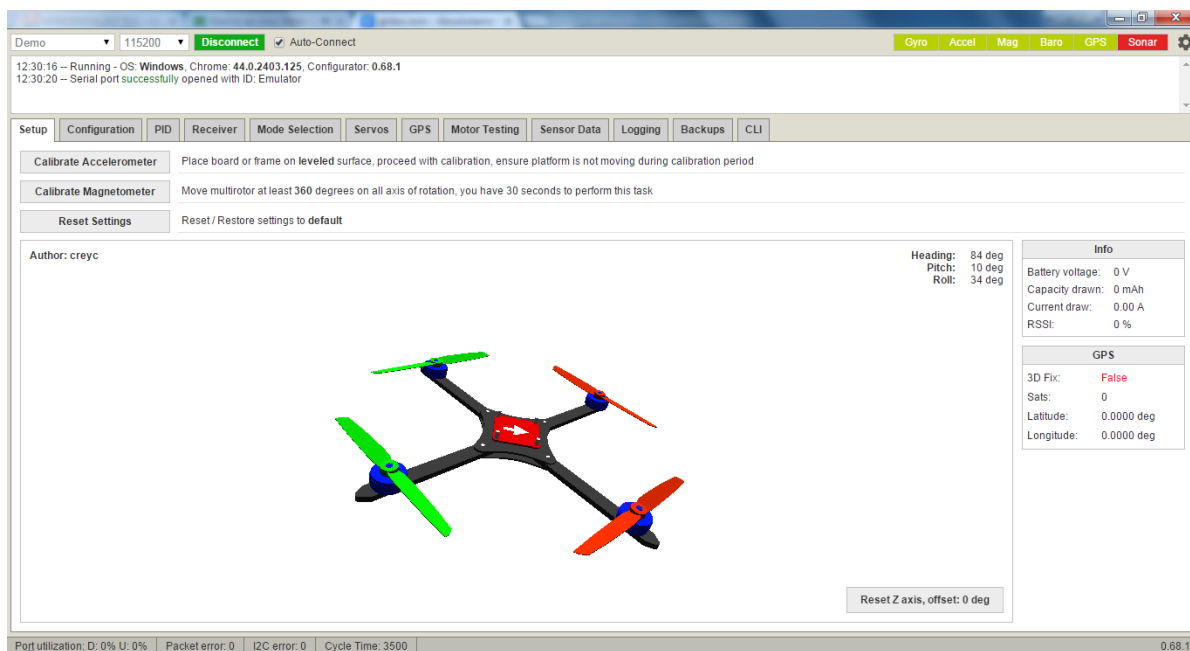


Figura 6.3 – Interface do software Baseflight

Fonte: Foto do autor, 2015

Com o Baseflight, é possível selecionar quais dados serão medidos, calibrar o sensor, ajustar a frequência de amostragem desejada, além de se obter todos os dados em uma planilha CSV (*Comma-separated values*) de Excel.

Como sua frequência de amostragem é menor do que a do sensor, o software será o fator limitante durante a medição.

6.3. Frequência de amostragem

O Teorema de Nyquist restringe a frequência máxima do sinal a ser amostrado à metade da frequência (ou taxa) de amostragem, para que o sinal possa ser reconstituído com o mínimo de perda de informação.

De acordo com Gillespie (1992), as primeiras frequências naturais na dinâmica veicular, ou frequências fundamentais, são baixas, variando de 0,5 a 10 Hz.

A máxima frequência de amostragem que o software Baseflight possui é 100 Hz, sendo suficiente para a aquisição de dados da análise modal, já que a frequência de interesse não é maior do que 50 Hz, que representa a máxima frequência amostrada do projeto.

Entretanto, para a análise do conforto pela norma ISO 2631-1 (1997), a frequência de interesse varia de 0,5 a 80 Hz. Infelizmente, pode-se perder algum sinal entre os 50 e 80 Hz na amostragem. Mas, como já exposto na seção 6.2, o software Baseflight foi escolhido por ser gratuito e de fácil utilização e a sua captação de dados será satisfatória para os objetivos do presente trabalho.

O período de amostragem, que vale o inverso da frequência de amostragem, é dado por:

$$T = \frac{1}{f} = 10 \text{ ms} = 0,01 \text{ s}$$

6.4. Sinais de entrada

Nas medições realizadas, os sinais da saída são conhecidos graças ao software Baseflight e à captação de dados pelos sensores. Entretanto, não se pode dizer o mesmo para os sinais de entrada, já que são randômicos e desconhecidos devido às diferentes condições da pista em que foram realizadas as medições.

A aleatoriedade do sinal de entrada pode impossibilitar a visualização de alguns modos de vibrar em determinada direção, já que é possível que não haja a excitação do modo na frequência necessária.

6.5. Veículo Toyota Etios

O veículo base para o trabalho, sendo utilizado nos testes e no modelo para as simulações numéricas, é o Toyota Etios 1.3 X hatchback, ano/modelo 2015/2015, o qual representa um veículo urbano de passeio comum para estudantes universitários.

Os principais dados do carro são apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Dados do Toyota Etios 1.3 X hatchback

Peso (kg)	940
Comprimento total (mm)	3777
Largura total (mm)	1695
Distância entre eixos (mm)	2460
Altura (mm)	1510
Modelo do pneu	175/65R14 82T
Pressão recomendada nos pneus (psi)	32 (D), 29 (T)

Fonte: Manual do veículo

No eixo dianteiro, o veículo selecionado possui suspensões independentes, do tipo McPherson. Já no traseiro, apresenta suspensão do tipo eixo de torção.

6.6. Posicionamento do sensor

O sensor foi posicionado no banco de motorista do veículo, como pode ser observado na Figura 6.4, para captar a transmissão das perturbações da pista para o ser humano. É importante que o sensor seja posicionado em um banco ocupado para a obtenção de dados, pois o peso do passageiro influencia na deformação da mola do assento e, conseqüentemente, na transmissão das vibrações. Além disso, o sensor foi fixado com uma fita adesiva para que não tenha deslocamento relativo ao banco.

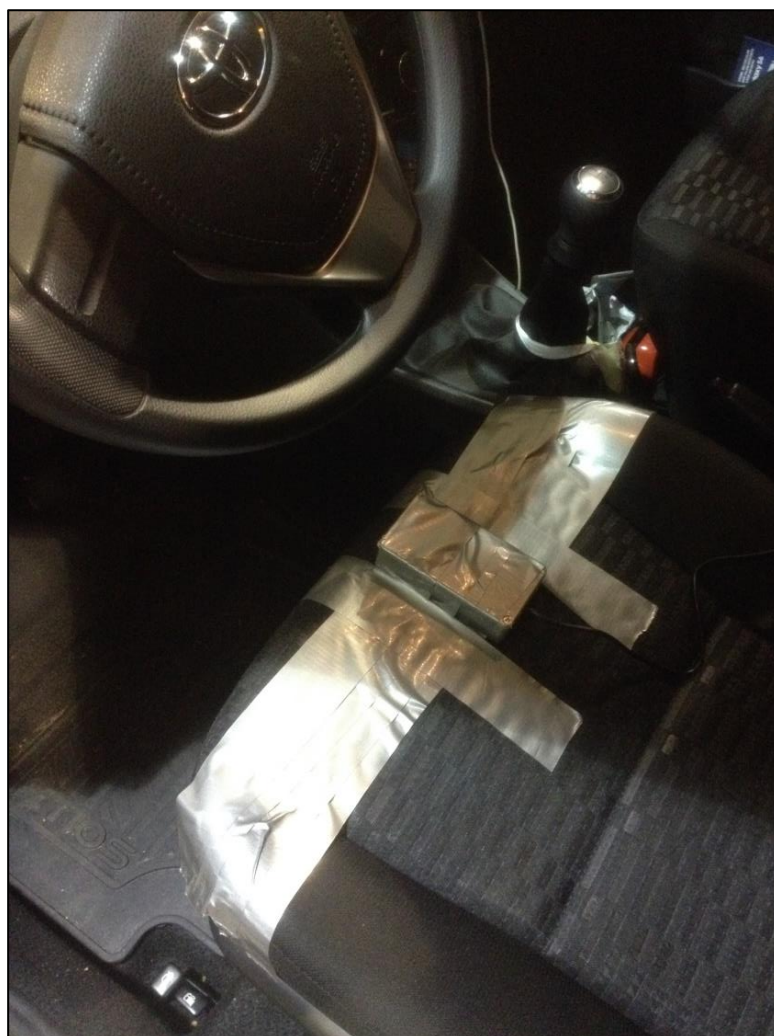


Figura 6.4 – Sensor posicionado no banco do veículo

Fonte: Foto do autor, 2015

6.7. Percurso realizado

O trajeto percorrido pelo carro para a realização das medições está situado na Cidade Universitária da USP - Campus Armando de Salles Oliveira e pode ser visualizado na Figura 6.5.

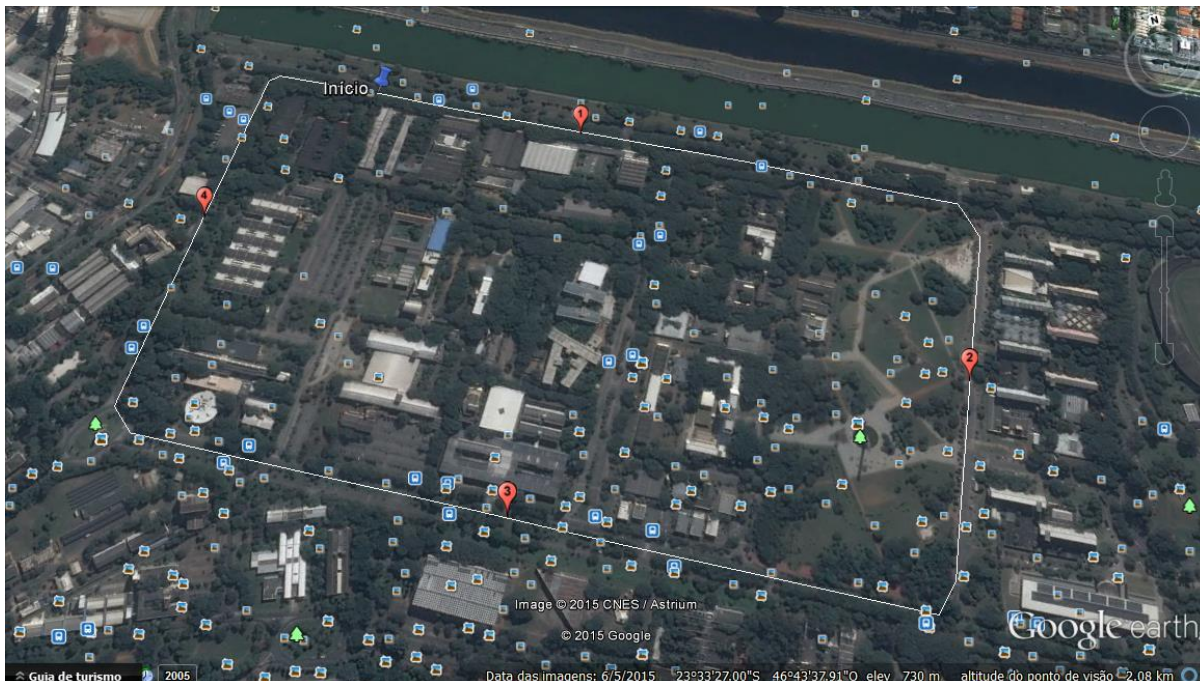


Figura 6.5 – Percurso na Cidade Universitária da USP

Fonte: Google Earth, 2015

A descrição do trajeto é:

Início - Av. Prof. Mello Moraes (Raia) em frente ao prédio do PME-EPUSP;

1 - Av. Prof. Mello Moraes (Raia);

2 - Rua do Anfiteatro;

3 - Av. Prof. Luciano Gualberto;

4 - Av. Prof. Almeida Prado;

Fim - Mesmo local do início.

O trajeto não foi escolhido por acaso. O objetivo é que o veículo trafegue por diferentes tipos de vias, para se verificar o efeito no conforto veicular e também excitar o carro com diferentes frequências, possibilitando uma melhor análise modal. A pista da Av. Prof. Mello Moraes é muito irregular, já a da Av. Prof. Luciano Gualberto não possui grandes irregularidades. A Av. Prof. Mello Moraes, por sua vez, possui trechos não asfaltados. Também houve a preferência por vias retilíneas, com lombadas e com a menor quantidade possível de curvas, para facilitar o deslocamento do veículo com velocidade constante.

6.8. Parâmetros variáveis

Para se estudar como as vibrações e, conseqüentemente, o conforto veicular se relacionam com alguns parâmetros de entrada, os testes foram realizados variando-se:

a) Pressão nos pneus:

- dianteiros: 32 psi / traseiros: 29 psi;
- dianteiros: 22 psi / traseiros: 19 psi.

b) Velocidade do veículo:

- 20 km/h;
- 40 km/h;
- 60 km/h.

c) Carregamento do veículo:

- somente o motorista (78 kg);
- motorista + quatro passageiros (373 kg).

7. ANÁLISE

Após a aquisição dos dados por meio dos acelerômetros e dos giroscópios, torna-se possível a análise modal do veículo e a verificação do conforto por meio da ISO 2631-1 (1997).

A análise modal é o estudo das propriedades dinâmicas sob excitação por vibrações, no qual é possível verificar a dinâmica característica de um sistema, independentemente dos carregamentos aplicados. Para o presente trabalho, as direções mais importantes são a vertical, a arfagem e a rolagem, mas mesmo assim serão obtidas as frequências naturais e fatores de amortecimento em todas as principais direções para cada condição de velocidade, pressão nos pneus e carregamento. Em alguns casos, esses resultados não poderão ser obtidos devido a possíveis problemas na aquisição de dados, que serão comentados no decorrer do trabalho.

Além disso, será analisado o conforto veicular para todas as condições, verificando-se como o carro responde às alterações dos parâmetros.

Entretanto, antes de qualquer análise, é necessário o tratamento dos dados. Ferramentas como matriz de rotação, filtros digitais, decimações e interpolações das curvas serão implementadas, visando melhorar a qualidade dos dados obtidos e evitar análises e resultados equivocados.

7.1. Software MatLab

O MatLab é um software interativo de alta performance voltado para o cálculo numérico. Ele integra análise numérica, cálculo com matrizes, processamento de sinais e construção de gráficos em ambiente de fácil utilização, em que problemas e soluções são expressos matematicamente, ao contrário da programação tradicional. Sua interface por ser visualizada na Figura 7.1.

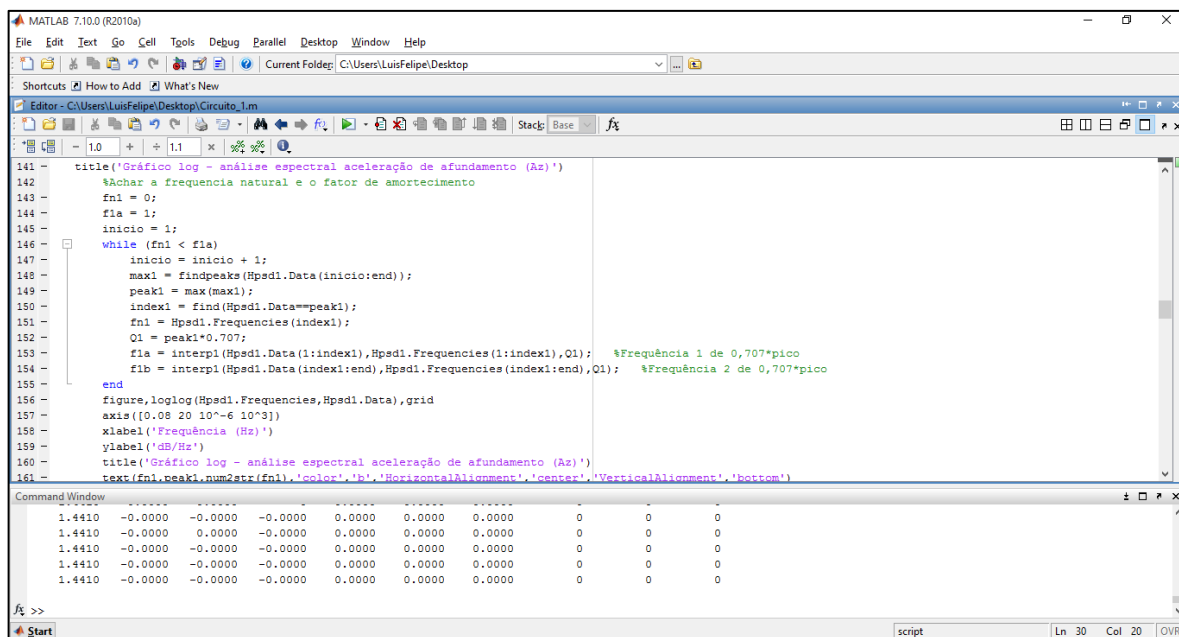


Figura 7.1 – Interface do MatLab

Fonte: Foto do autor, 2015

No presente trabalho, foi utilizada a versão 7.10.0.499 (R2010a) do software MatLab para obtenção dos gráficos e resultados numéricos.

7.2. Dados medidos

Nesta seção são apresentados os dados obtidos pelo sensor em cada condição.

7.2.1. Condição 1 – 40 km/h; 32/29 psi; 78 kg

A aquisição de dados da condição inicial, denominada como condição 1, foi realizada com velocidade constante de 40 km/h, com os pneus dianteiros calibrados com pressão de 32 psi e os traseiros com 29 psi, ambas sugeridas pelo manual do veículo. Neste caso, somente o motorista de 78 kg estava ocupando o veículo, com o sensor posicionado em seu banco. As acelerações e velocidades angulares obtidas pelo sensor nestas condições podem ser visualizadas na Figura 7.2 e Figura 7.3, respectivamente.

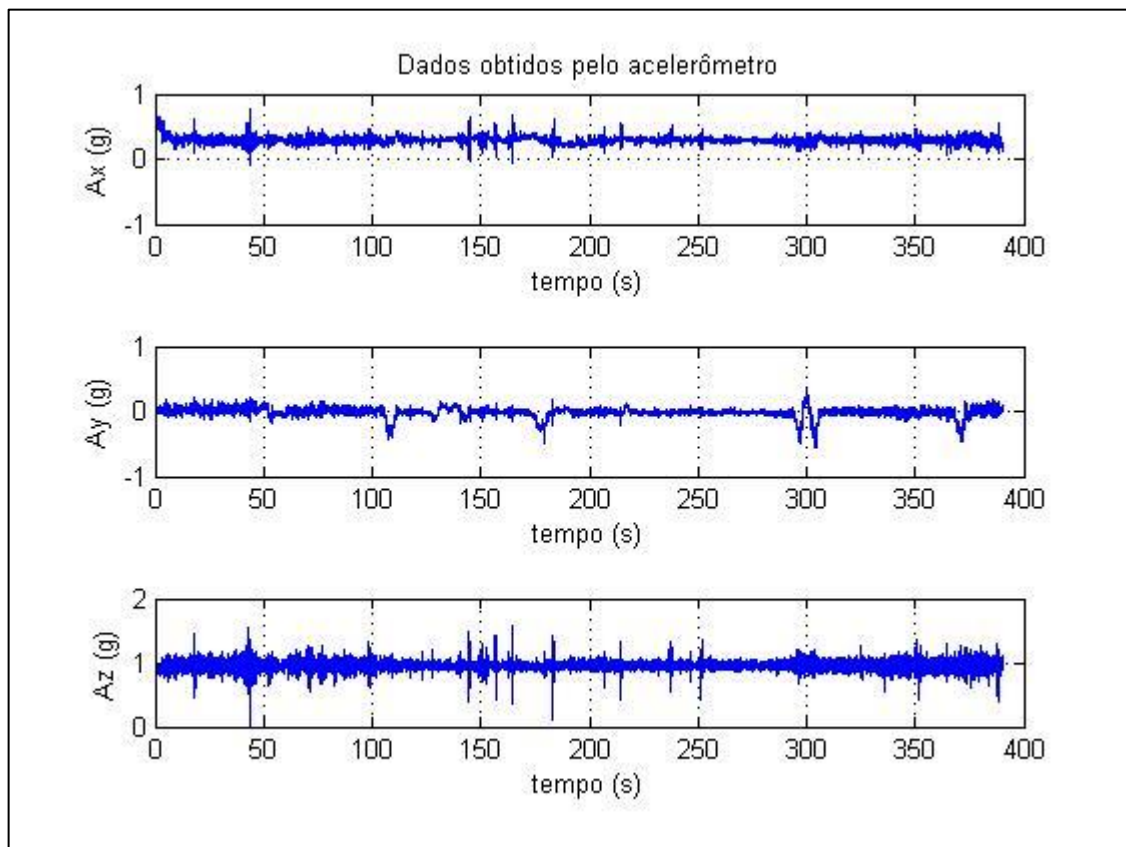


Figura 7.2 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 1

Fonte: MatLab, 2015

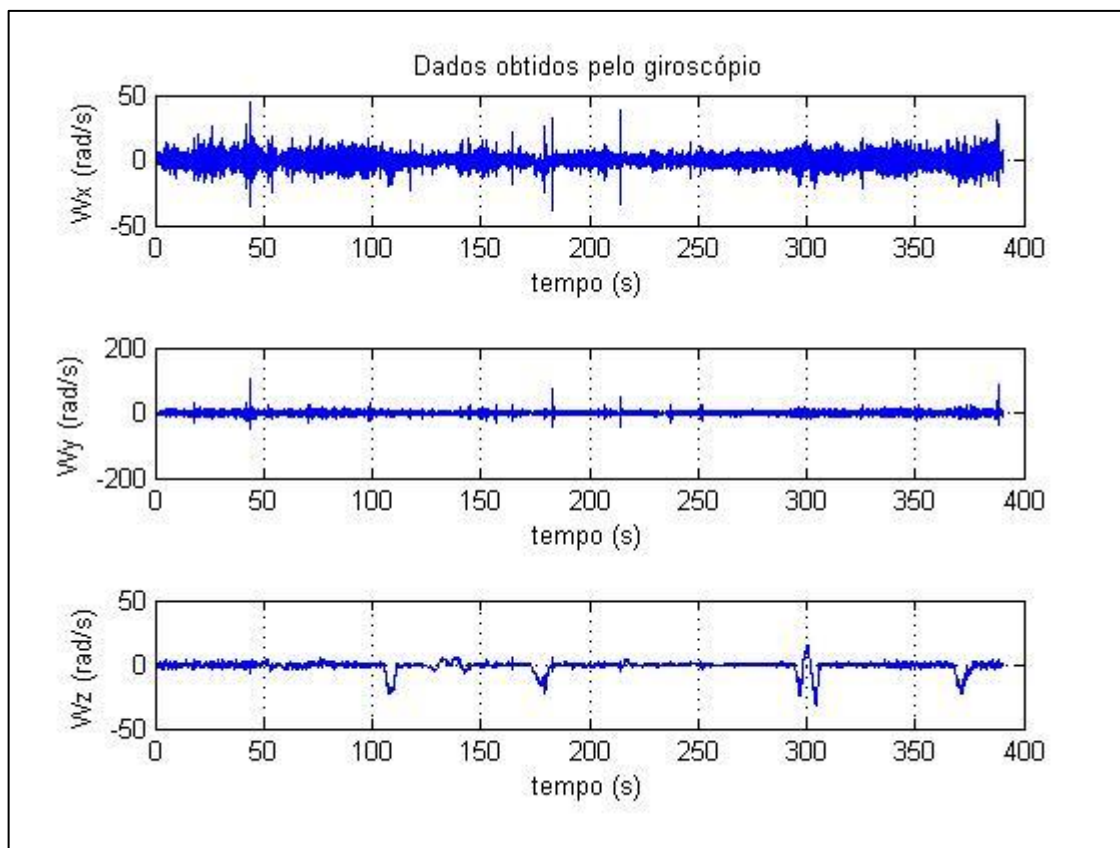


Figura 7.3 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 1

Fonte: MatLab, 2015

7.2.2. Condição 2 – 60 km/h; 32/29 psi; 78 kg

A aquisição de dados da condição 2 também foi realizada com velocidade constante, entretanto essa velocidade foi elevada para 60 km/h. Os pneus dianteiros estavam calibrados com pressão de 32 psi e os traseiros com 29 psi, indicadas no manual do veículo. Neste caso, como na condição 1, somente o motorista de 78 kg estava ocupando o veículo, com o sensor posicionado em seu banco. As acelerações nestas condições podem ser visualizadas nas Figura 7.4.

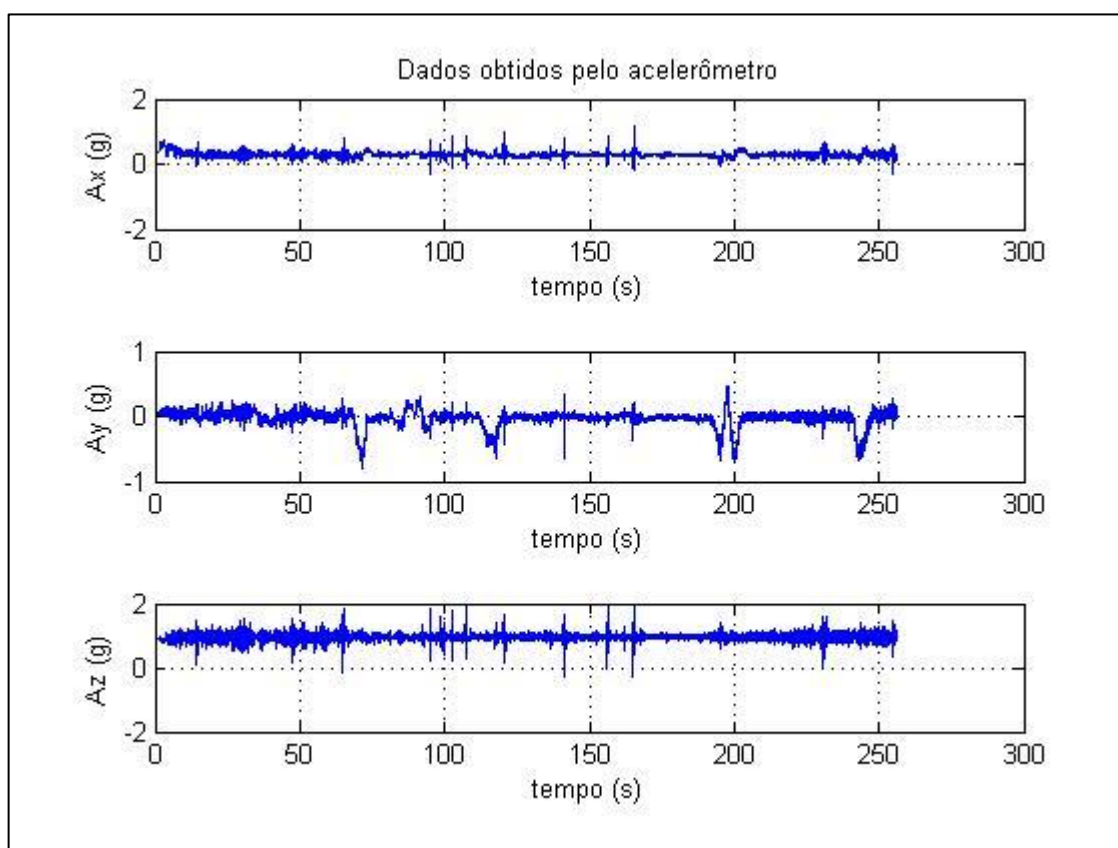


Figura 7.4 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 2

Fonte: MatLab, 2015

Ainda, as velocidades angulares obtidas pelo giroscópio na condição 2 podem ser visualizadas na Figura 7.5.

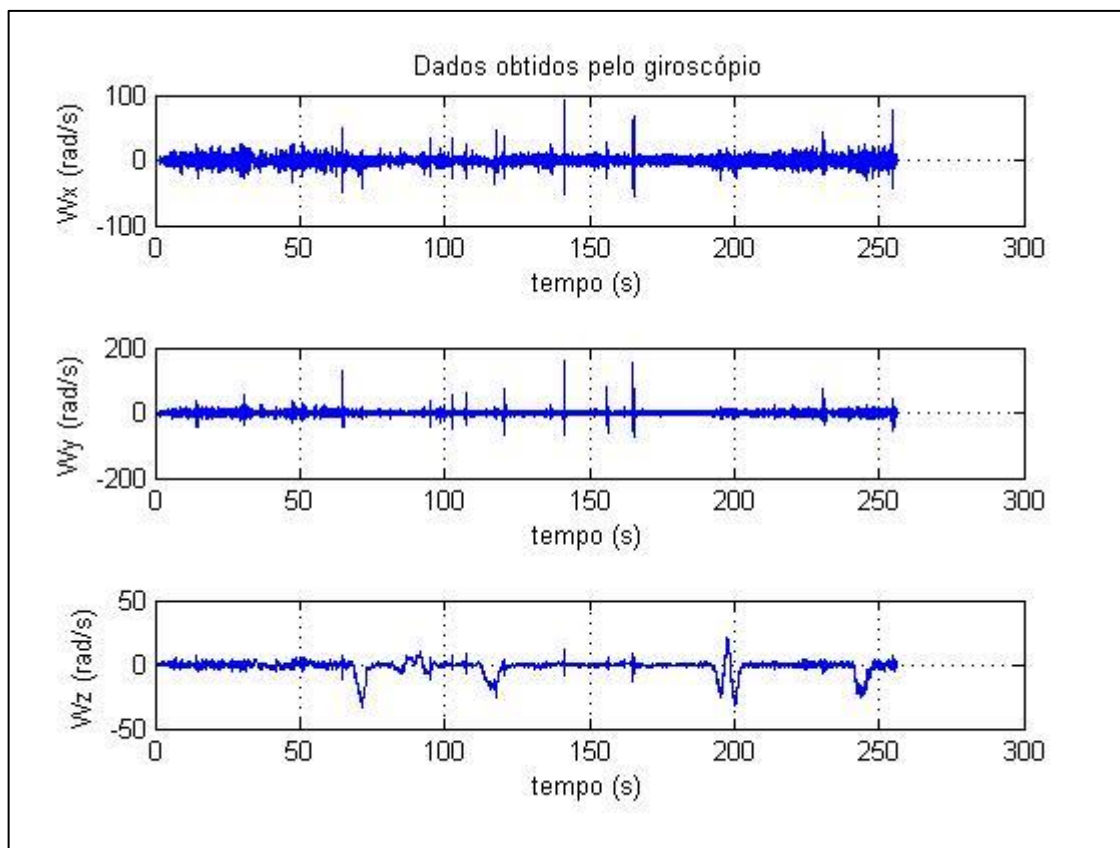


Figura 7.5 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 2

Fonte: MatLab, 2015

7.2.3. Condição 3 – 20 km/h; 32/29 psi; 78 kg

Na condição 3, a velocidade foi reduzida para 20 km/h. O carregamento continuou o mesmo, com somente o motorista de 78 kg e a pressão nos pneus também continuou igual, com 32 psi nos dianteiros e 29 psi nos traseiros.

A Figura 7.6 mostra as acelerações obtidas pelo acelerômetro para a condição 3.

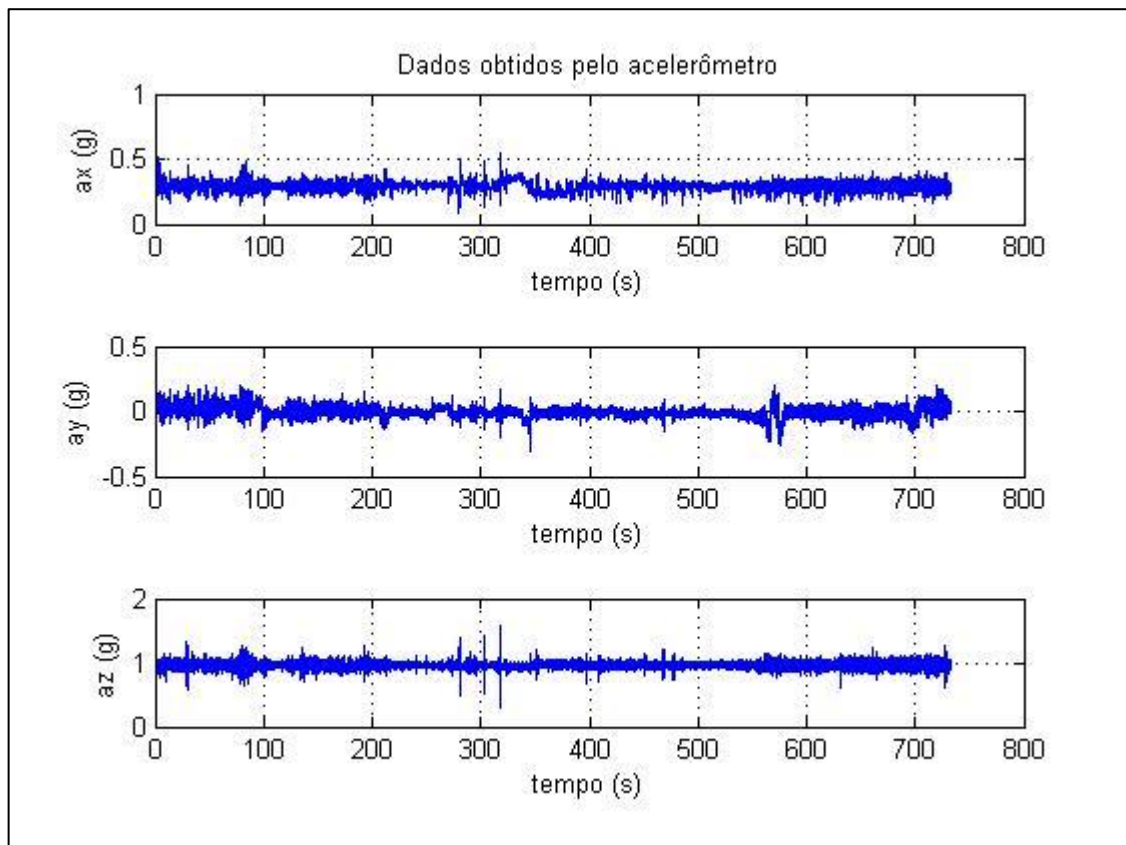


Figura 7.6 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 3

Fonte: MatLab, 2015

A Figura 7.7 apresenta as velocidades angulares medidas pelo giroscópio na condição 3.

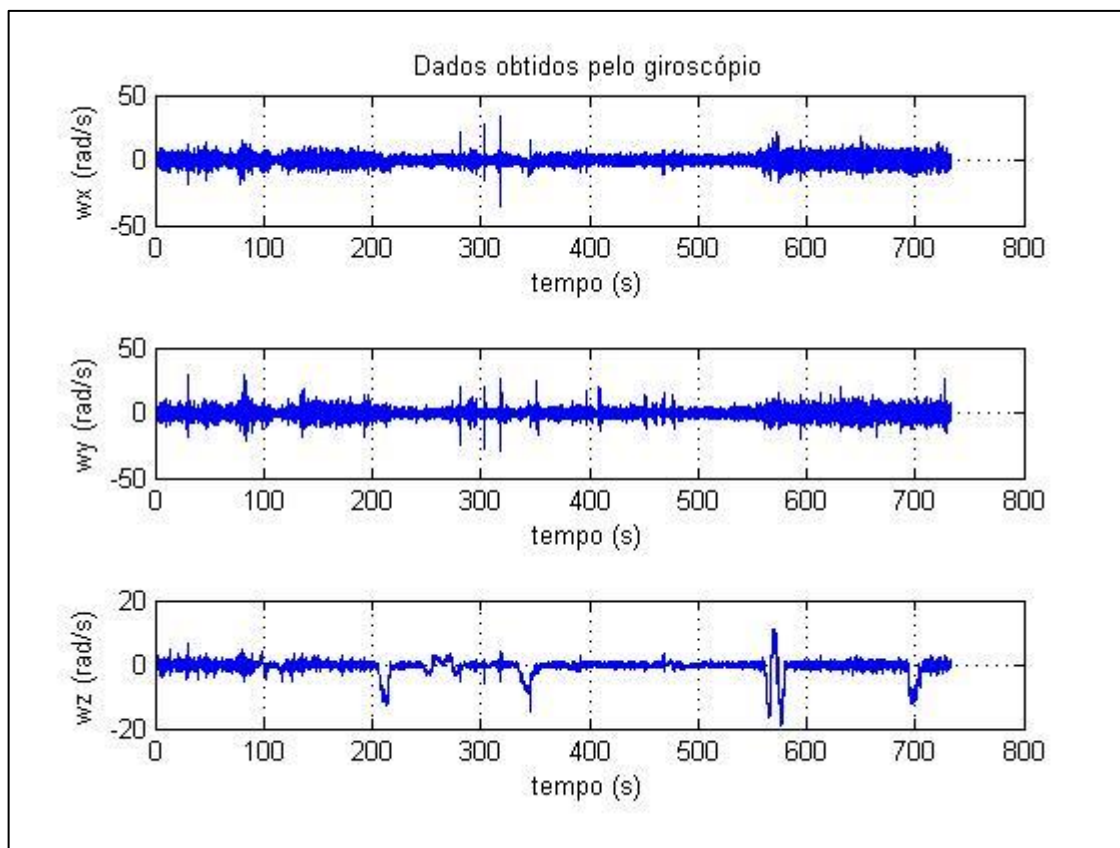


Figura 7.7 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 3

Fonte: MatLab, 2015

7.2.4. Condição 4 – 40 km/h; 22/19 psi; 78 kg

Na condição 4, a velocidade voltou a ser 40 km/h e o carregamento continuou o mesmo, com somente o motorista de 78 kg, entretanto, a pressão nos pneus foi reduzida para 22 psi nos dianteiros e 19 psi nos traseiros.

A Figura 7.8 apresenta as acelerações medidas na condição 4.

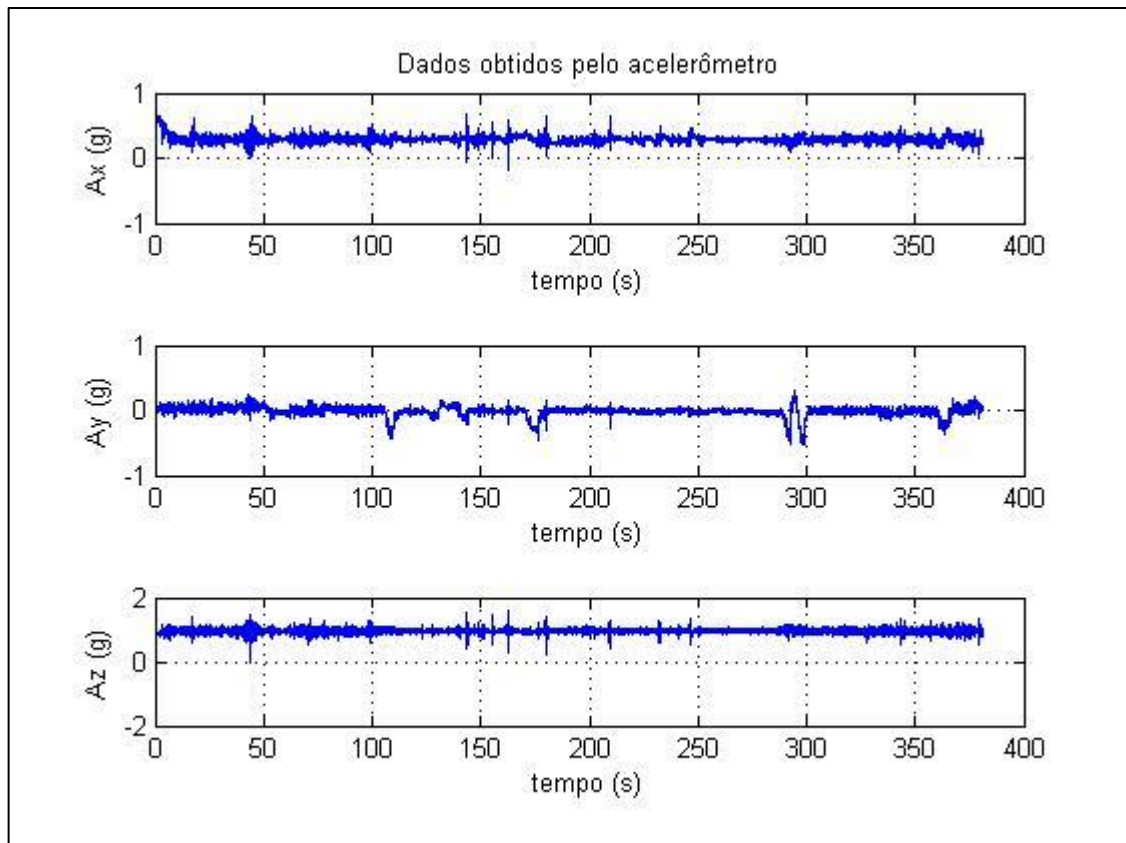


Figura 7.8 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 4

Fonte: MatLab, 2015

A Figura 7.9 apresenta as velocidades angulares obtidas na condição 4.

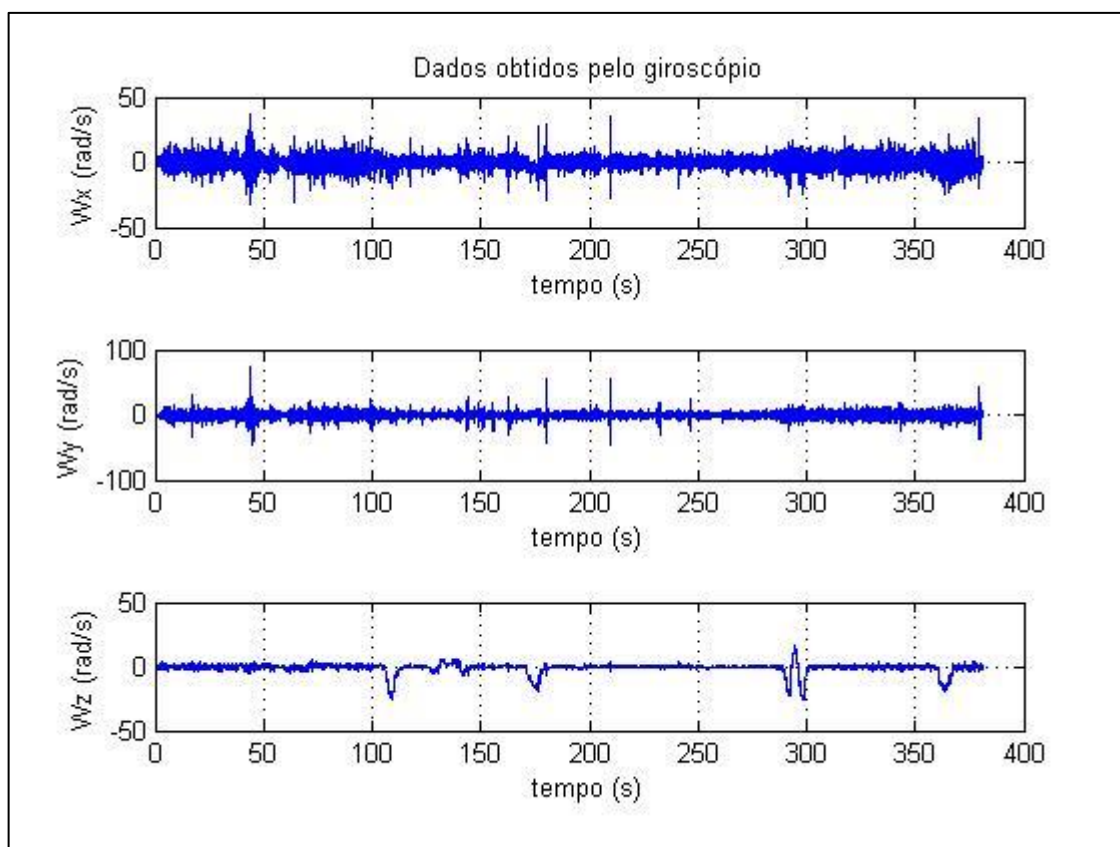


Figura 7.9 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 4

Fonte: MatLab, 2015

7.2.5. Condição 5 – 60 km/h; 22/19 psi; 78 kg

Na condição 5 o carregamento e a pressão nos pneus foram igual aos da condição 4, com somente o motorista de 78 kg, e a pressão nos pneus de 22 psi nos dianteiros e 19 psi nos traseiros. Já a velocidade foi aumentada para 60 km/h constantes.

As curvas apresentadas na Figura 7.10 são das acelerações medidas na condição 5.

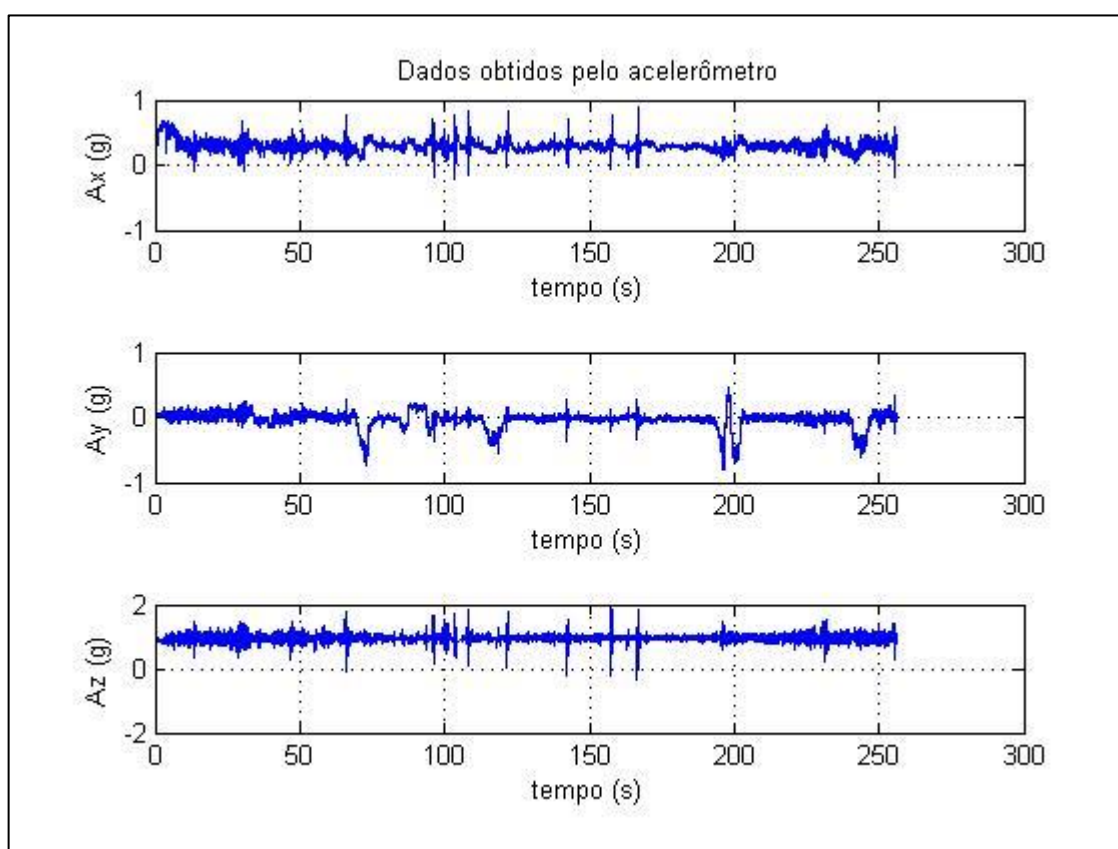


Figura 7.10 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 5

Fonte: MatLab, 2015

As curvas apresentadas na Figura 7.11 representam as velocidades angulares obtidas no giroscópio, na condição 5.

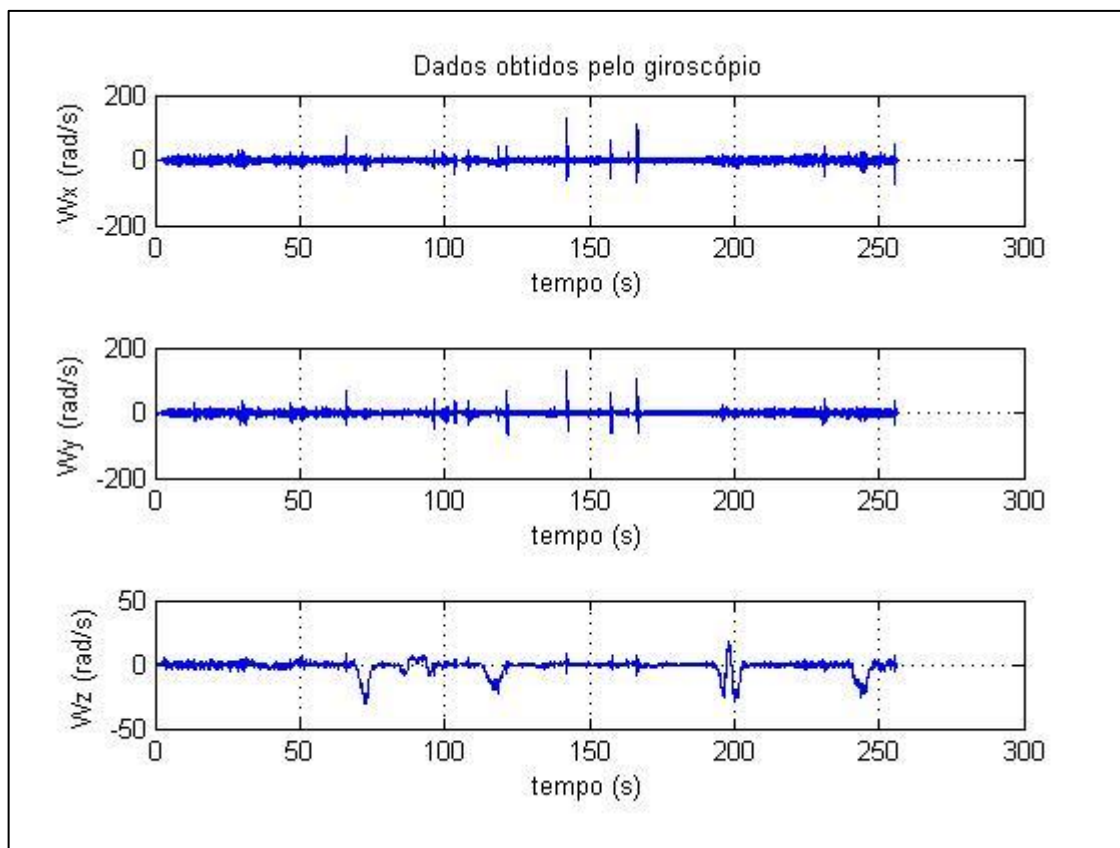


Figura 7.11 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 5

Fonte: MatLab, 2015

7.2.6. Condição 6 – 20 km/h; 22/19 psi; 78 kg

Na condição 6 o carregamento e a pressão nos pneus continuam iguais, mas a velocidade foi reduzida para 20 km/h constantes.

As acelerações obtidas com o auxílio do acelerômetro podem ser visualizadas na Figura 7.12.

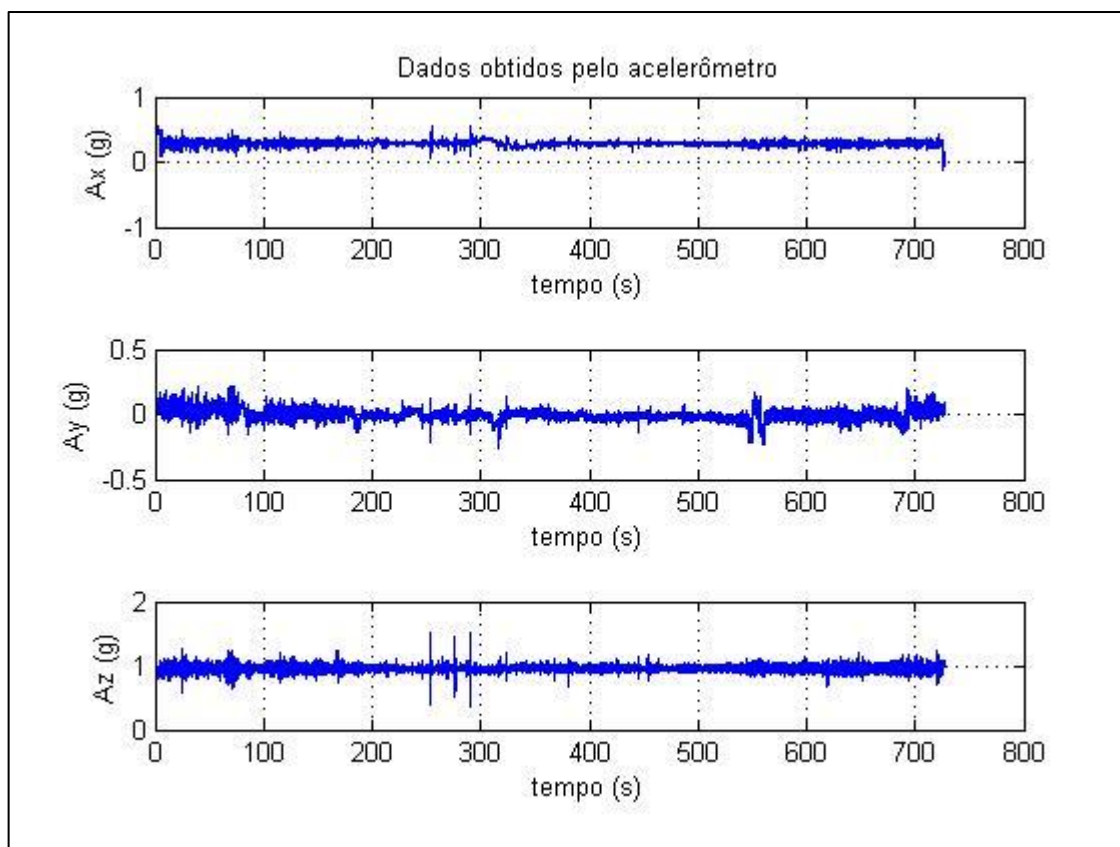


Figura 7.12 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 6

Fonte: MatLab, 2015

A Figura 7.13 apresenta as velocidades angulares obtidas.

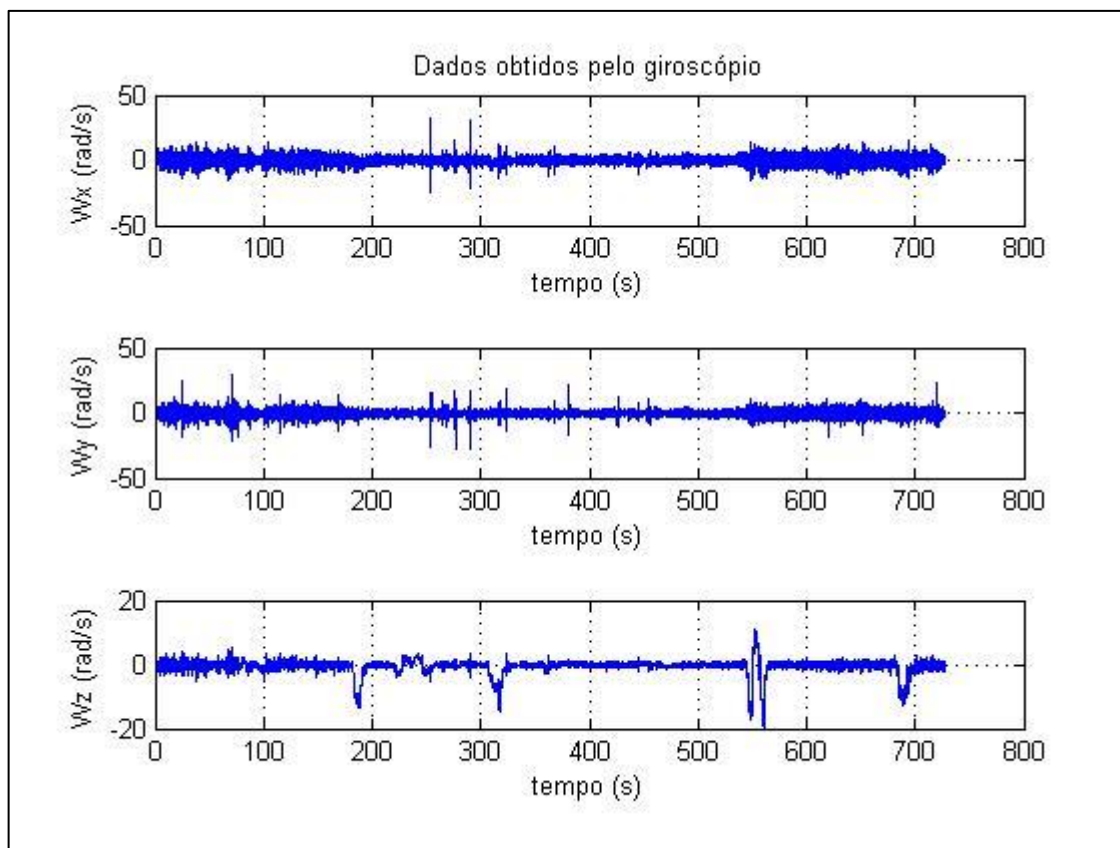


Figura 7.13 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 6

Fonte: MatLab, 2015

7.2.7. Condição 7 – 40 km/h; 32/29 psi; 373 kg

Na condição 7, o teste foi realizado com velocidade constante de 40 km/h e o carregamento foi aumentado, para 373 kg, com cinco ocupantes no veículo, um motorista mais quatro passageiros. A pressão nos pneus voltou a ser a indicada pelo manual do veículo, 32 psi nos dianteiros e 29 psi nos traseiros.

As acelerações obtidas nestas condições pelo sensor são apresentadas na Figura 7.14.

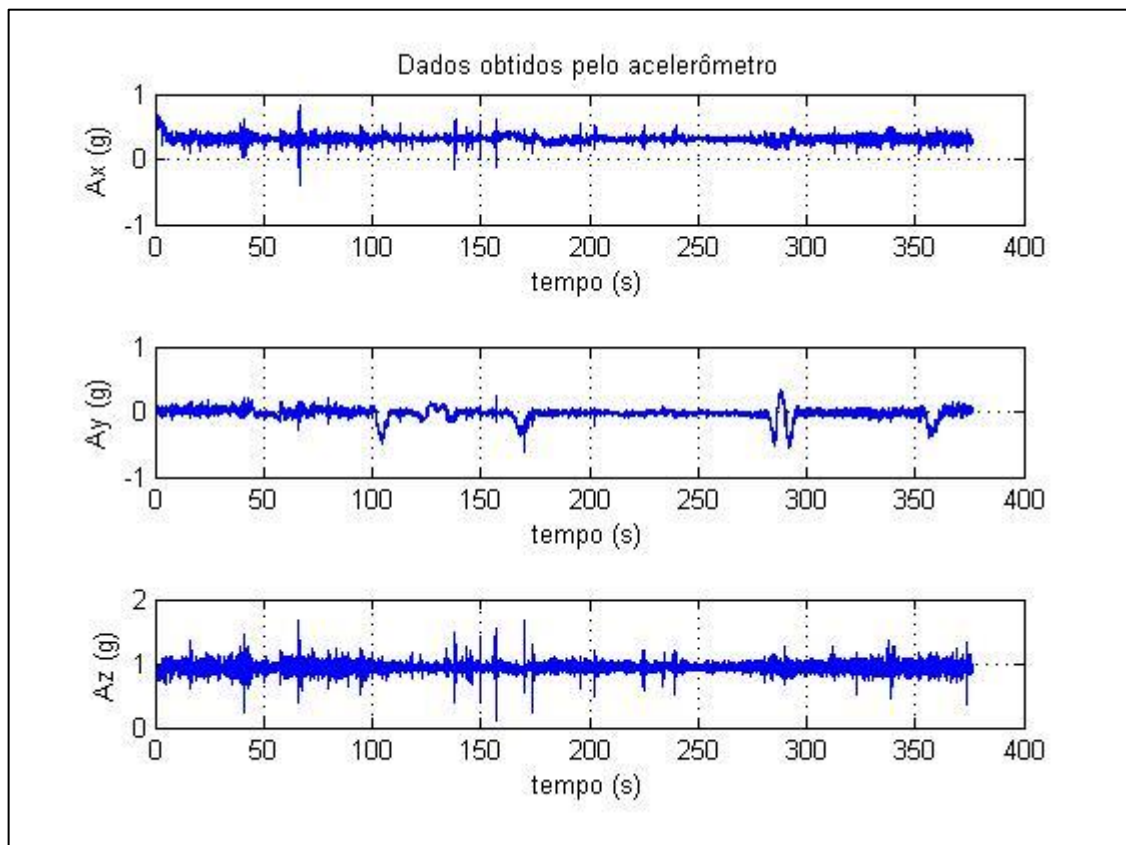


Figura 7.14 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 7

Fonte: MatLab, 2015

Já as velocidades angulares, são apresentadas na Figura 7.15.

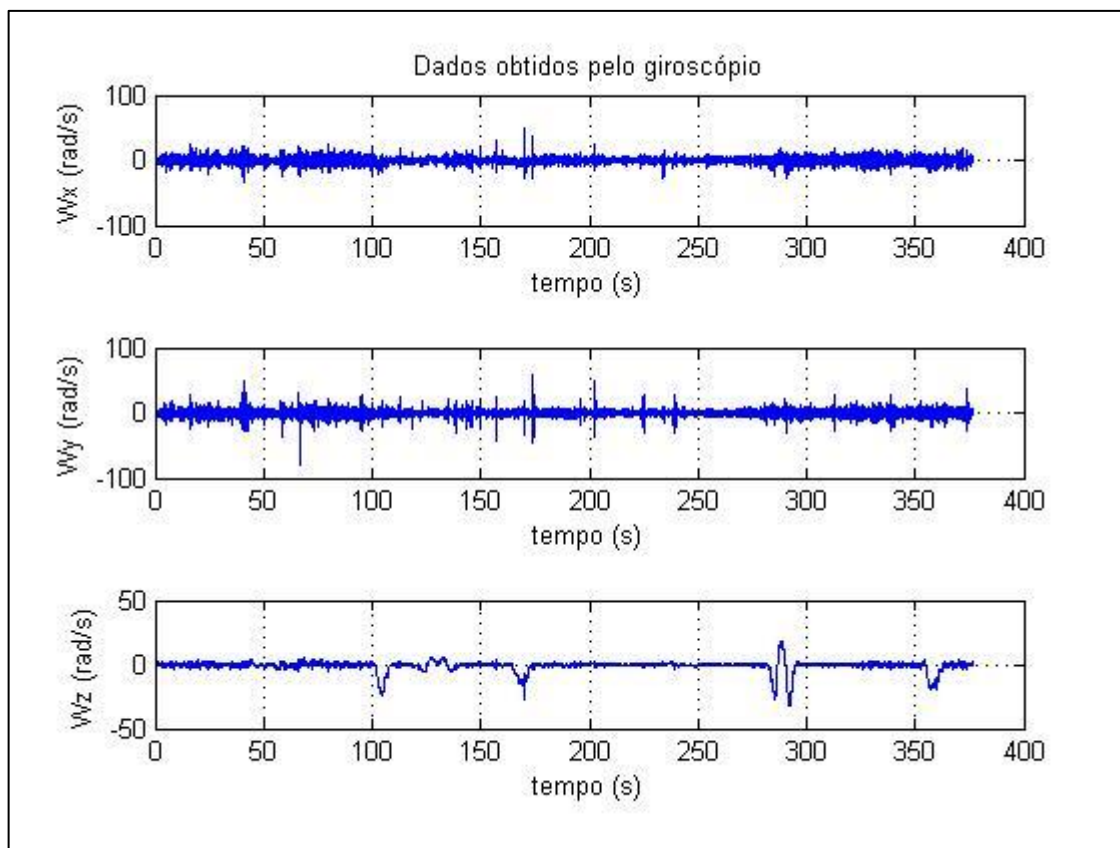


Figura 7.15 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 7

Fonte: MatLab, 2015

7.2.8. Condição 8 – 60 km/h; 32/29 psi; 373 kg

Na condição 8, a velocidade foi aumentada para 60 km/h e o carregamento foi com cinco ocupantes no veículo (373 kg), um motorista e mais quatro passageiros. A pressão nos pneus continua a indicada pelo manual do veículo, 32 psi nos dianteiros e 29 psi nos traseiros.

A Figura 7.16 mostra as acelerações obtidas pelo acelerômetro na condição 8.

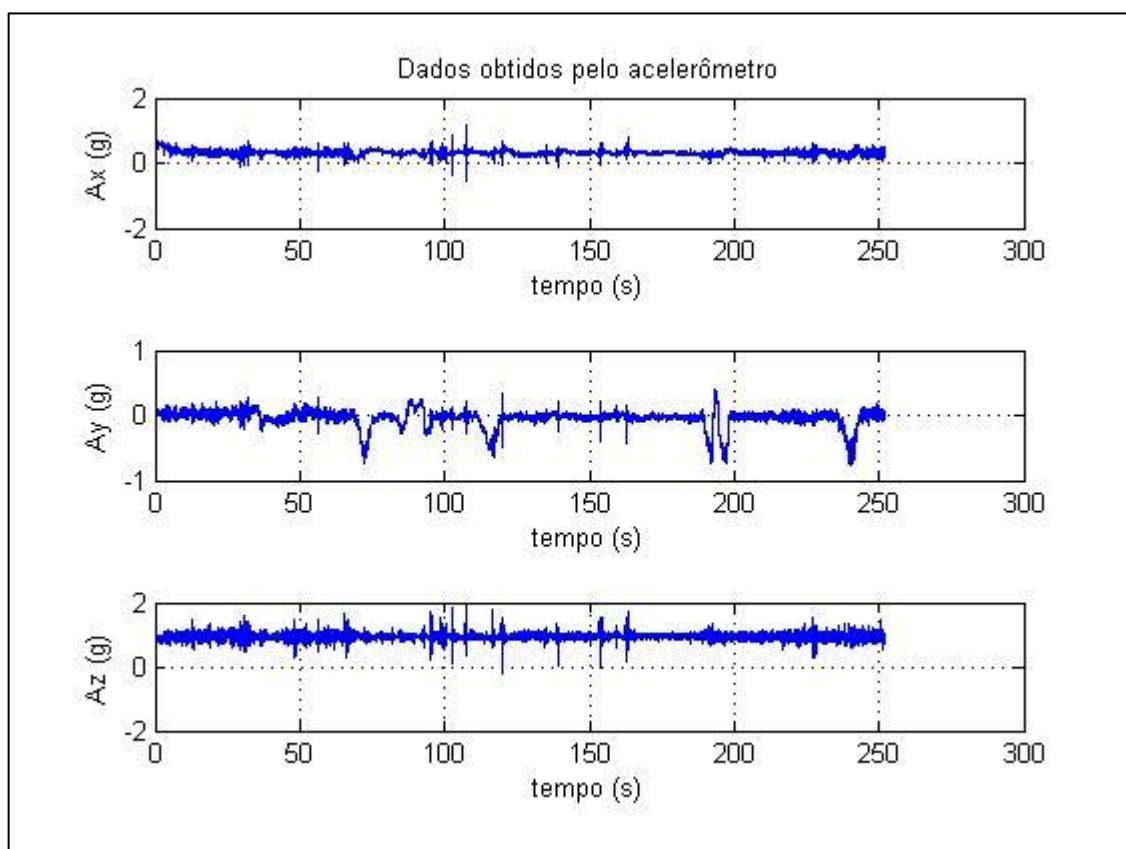


Figura 7.16 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 8

Fonte: MatLab, 2015

A Figura 7.17 mostra as velocidades angulares obtidas na mesma condição.

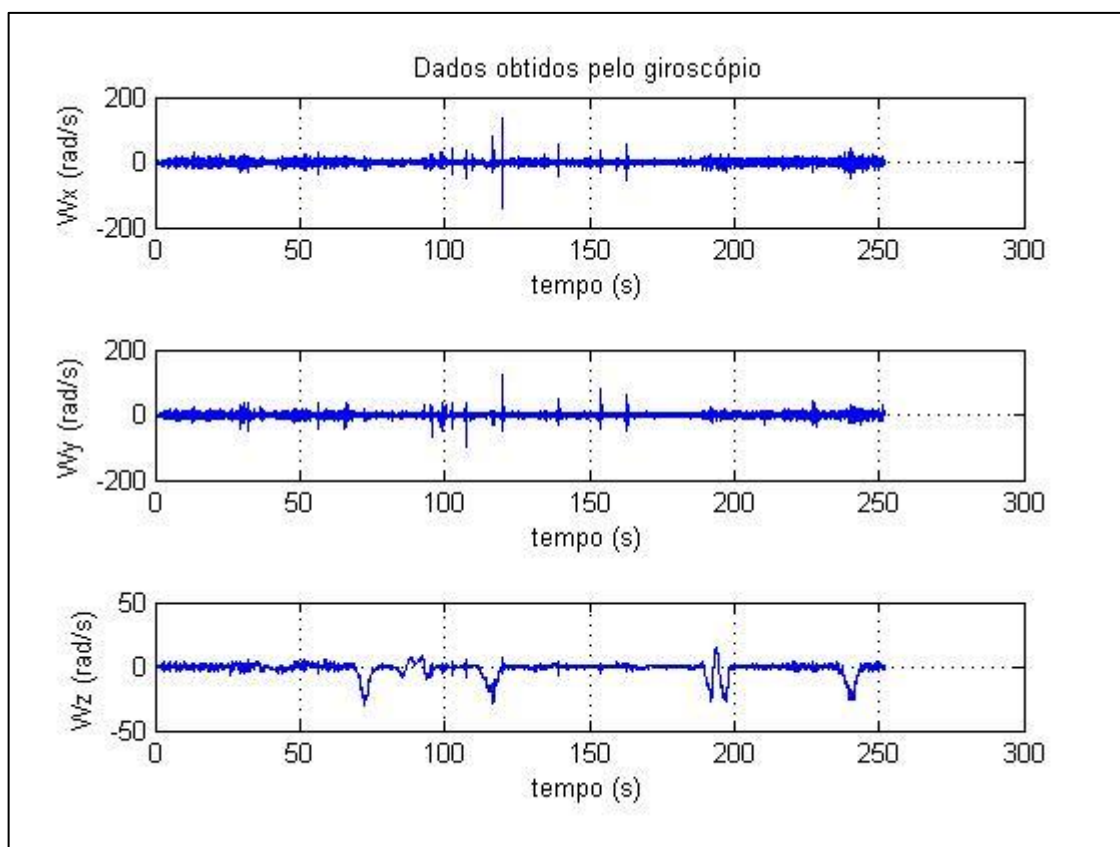


Figura 7.17 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 8

Fonte: MatLab, 2015

7.2.9. Condição 9 – 20 km/h; 32/29 psi; 373 kg

Por fim, na condição 9, a velocidade foi reduzida para 20 km/h e o carregamento foi mantido com 373 kg. A pressão nos pneus também continua a indicada pelo manual do veículo, 32 psi nos dianteiros e 29 psi nos traseiros.

As últimas curvas de acelerações obtidas pelo sensor, desta vez na condição 9, são mostradas na Figura 7.18.

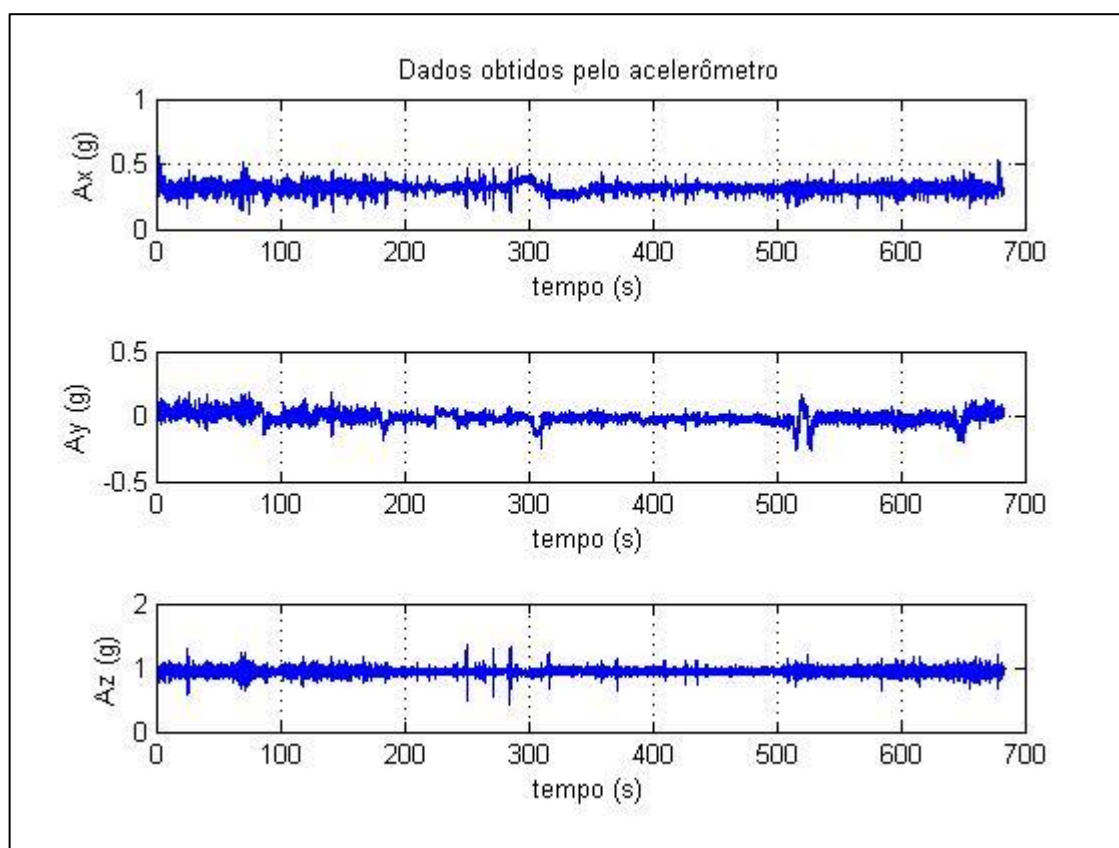


Figura 7.18 – Gráfico das acelerações obtidas no acelerômetro na condição 9

Fonte: MatLab, 2015

As curvas das velocidades angulares na condição 9 também são apresentadas, desta vez pela Figura 7.19.

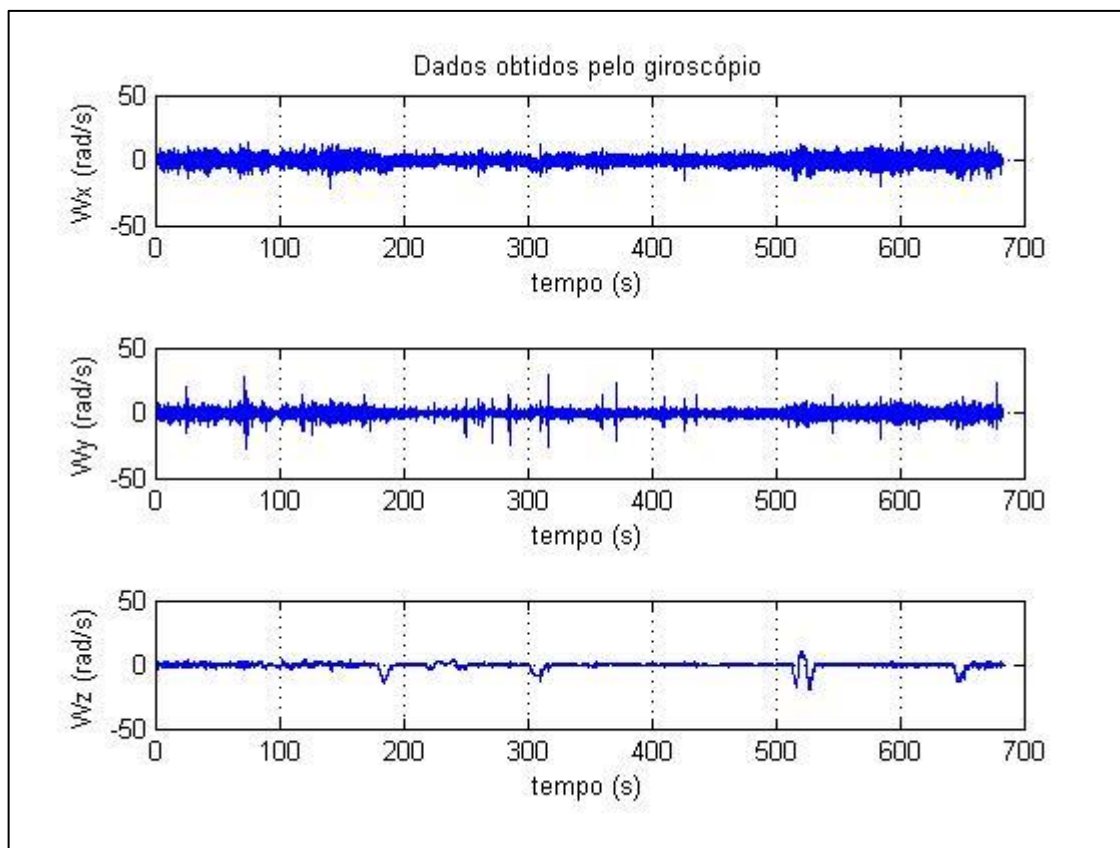


Figura 7.19 – Gráfico das velocidade angulares obtidas no giroscópio na condição 9

Fonte: MatLab, 2015

7.3. Tratamento de dados

Nesta seção serão apresentadas algumas ferramentas para tratamento dos dados obtidos. Elas são muito úteis para facilitar a análise modal e também para a obtenção de resultados para norma ISO 2631-1 (1997).

7.3.1. Matriz de rotação

Na aquisição de dados, o sensor foi posicionado no banco do automóvel, que possui certa inclinação em relação ao eixo de coordenadas do veículo. Sendo assim, é necessário rotacionar as acelerações A_x , A_y e A_z e velocidades angulares W_x , W_y e W_z para orientá-las de acordo com o veículo. Para obter os dados corrigidos, é

necessário multiplicar a matriz de rotação $R_{xyz}(\gamma, \beta, \alpha)$ pelos dados medidos, como mostrado abaixo:

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} = R_{xyz}(\gamma, \beta, \alpha) \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}$$

Com:

$$R_{xyz}(\gamma, \beta, \alpha) = R_z(\alpha) \cdot R_y(\beta) \cdot R_x(\gamma)$$

$$R_z(\alpha) = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$R_y(\beta) = \begin{bmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{bmatrix}$$

$$R_x(\gamma) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\gamma & -\sin\gamma \\ 0 & \sin\gamma & \cos\gamma \end{bmatrix}$$

Então:

$$R_{xyz}(\gamma, \beta, \alpha) = \begin{bmatrix} \cos\alpha \cdot \cos\beta & \cos\alpha \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma - \sin\alpha \cdot \cos\gamma & \cos\alpha \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma + \sin\alpha \cdot \sin\gamma \\ \sin\alpha \cdot \cos\beta & \sin\alpha \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma + \cos\alpha \cdot \cos\gamma & \sin\alpha \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma - \cos\alpha \cdot \sin\gamma \\ -\sin\beta & \cos\beta \cdot \sin\gamma & \cos\beta \cdot \cos\gamma \end{bmatrix}$$

Em que:

α = ângulo entre o eixo Z do sensor e do veículo;

β = ângulo entre o eixo Y do sensor e do veículo;

γ = ângulo entre o eixo X do sensor e do veículo.

Quando o sensor foi posicionado no banco do veículo para a realização das medições, os ângulos α e γ eram muito pequenos, podendo ser aproximados para 0° . Já o ângulo β valia 17° . Assim:

$$\alpha \cong 0^\circ$$

$$\beta = 17^\circ = 0,2967 \text{ rad}$$

$$\gamma \cong 0^\circ$$

Substituindo-se os ângulos, a matriz de rotação fica:

$$R_{xyz}(0^\circ, 17^\circ, 0^\circ) = \begin{bmatrix} \cos 17^\circ & 0 & \sin 17^\circ \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin 17^\circ & 0 & \cos 17^\circ \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,9563 & 0 & 0,2924 \\ 0 & 1 & 0 \\ -0,2924 & 0 & 0,9563 \end{bmatrix}$$

7.3.2. Unidades no SI

No acelerômetro, as acelerações são medidas com a unidade g , que não pertence ao SI (Sistema Internacional de Unidades). Sendo assim, faz-se necessário corrigir as unidades de A_x , A_y e A_z , transformando-as para SI, de acordo com a seguinte equivalência:

$$1 \text{ g} = 9,80665 \text{ m/s}^2$$

7.3.3. Interpolação linear

Na aquisição de dados, o período de amostragem do sensor acaba não sendo constante como desejado devido às limitações do software utilizado, variando de 9,5

ms a 10,5 ms. Sendo assim, a frequência varia de 95 Hz a 105 Hz. Para corrigir esse erro e tornar a frequência e período de amostragem constantes, utiliza-se da interpolação, com o auxílio do software MatLab. No presente projeto, será utilizada a interpolação linear para corrigir o erro, mesmo sabendo que esse método não representará fielmente a curva, já que ela não possui forma linear, entretanto, a interpolação linear é suficiente para se alcançar os objetivos do trabalho. Então, interpolam-se linearmente as curvas de dados obtidas pelo sensor a cada 0,01 s, ou 10 ms, que representam o período de amostragem desejado. Esta ferramenta será utilizada tanto para a análise modal, quanto para o estudo do conforto veicular pela norma ISO.

7.3.4. Filtros

Por definição, os filtros são dispositivos cuja principal finalidade é permitir a passagem de componentes de um sinal na faixa selecionada de frequências, rejeitando ou atenuando os componentes indesejados. Os filtros podem ser classificados em analógicos e digitais. Os analógicos são dispositivos elétricos utilizados durante a aquisição dos sinais, já os digitais são algoritmos que contêm funções especiais, aplicadas aos dados coletados. No presente projeto, não havendo disponibilidade de um filtro analógico para aquisição de sinais, serão utilizados filtros digitais.

Como já exposto na seção 0, as frequências de interesse para a análise modal no presente projeto são baixas. Sendo assim, será utilizado um filtro passa-baixa ou "*lowpass*". Esse tipo de filtro deixa passar as frequências desde 0 Hz até um limite superior, rejeitando as frequências maiores que esse limite. No presente projeto, adotou-se como limite a frequência de 25 Hz.

Para a verificação do conforto pela norma ISO 2631-1 (1997) será utilizado um filtro passa-banda ou "*bandpass*", já que as frequências de interesse estão na faixa de 0,5 a 80 Hz. Esse tipo de filtro envolve a seleção de sinais de uma faixa de frequências qualquer.

7.3.5. Decimação

A decimação trata-se do processo que reduz o ritmo de amostragem, isto é, existirá um novo espaço amostral no qual serão coletados dados a cada N amostras do espaço original. Nesse processo ocorre a diminuição de ruído devido à redução da banda passante e aumento da resolução da curva.

A técnica de decimação será utilizada apenas na análise modal, com um novo ritmo a cada 4 amostras. Como os resultados da análise serão obtidos graficamente, o aumento da resolução torna-se interessante neste caso. Ainda, as frequências de interesse são baixas, não tendo importância o fato de a nova frequência de corte ser 12,5 Hz.

7.4. Análise modal

Após o tratamento de dados, é possível obter-se uma boa visualização das curvas e melhorar o entendimento sobre elas. Será feita uma análise modal, visando identificar as frequências naturais em cada direção para cada caso, verificando como a variação dos parâmetros altera os resultados, mas, diferentemente do que já foi concluído no item 5.3, desta vez a análise será feita com base dados reais. Além disso, serão obtidos os fatores de amortecimento.

Na condição 1, apenas, serão mostrados todos os passos até a obtenção dos resultados finais, incluindo o tratamento de dados. Nas demais condições, serão apresentadas apenas as curvas mais significantes e seus resultados.

É válido ressaltar que todas as frequências naturais destacadas nos gráficos são frequências naturais amortecidas.

No APÊNDICE A é apresentada a rotina computacional para análise modal.

7.4.1. Condição 1 – 40 km/h; 32/29 psi; 78 kg

Como se pode notar na Figura 7.2, as acelerações estão na unidade g , e a aceleração na direção x não está centrada em 0 (zero), pois o sensor estava posicionado com certa angulação em relação ao eixo de coordenadas do veículo. Então, é necessário rotacionar os eixos do sensor de acordo com os do veículo.

Após se multiplicar as acelerações pela matriz de rotação, e ajustando a unidade para o SI, obtém-se a Figura 7.20.

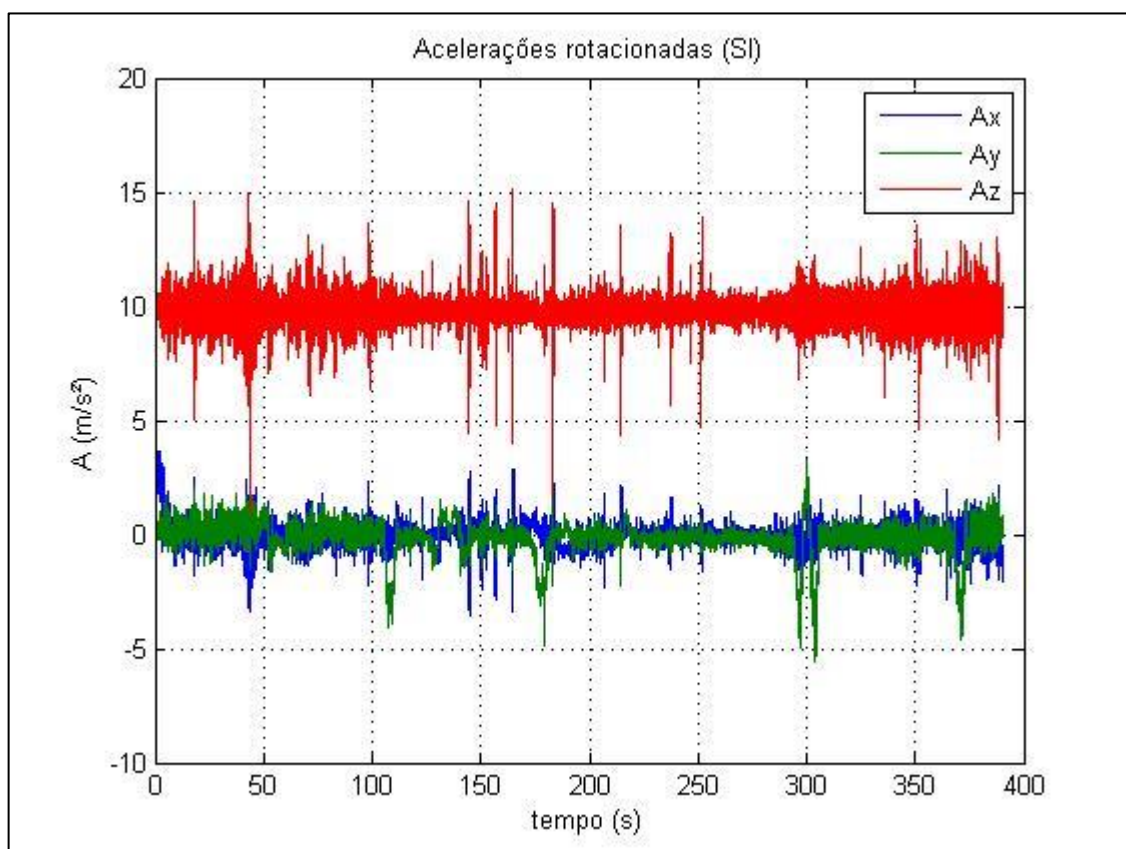


Figura 7.20 – Gráfico das acelerações rotacionadas na condição 1

Fonte: MatLab, 2015

As velocidades angulares também foram rotacionadas. O resultado pode ser visualizado na Figura 7.21.

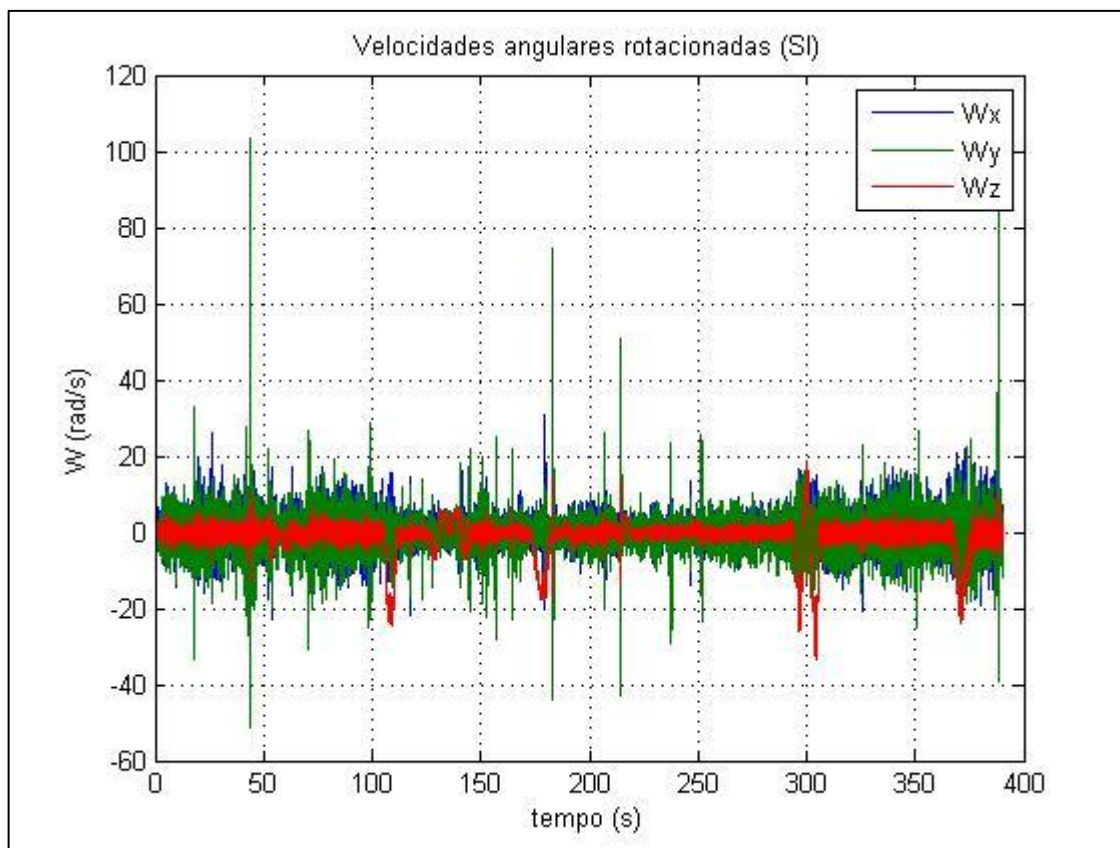


Figura 7.21 – Gráfico das velocidades angulares rotacionadas na condição 1

Fonte: MatLab, 2015

Após a correção dos ângulos e das unidades, é realizada a interpolação linear, para corrigir o pequeno erro do ritmo de amostragem no qual o sensor coletou os dados. A interpolação foi calculada com o auxílio do software MatLab, adotando-se um período constante de 0,01 s, como desejado no sensoriamento.

A Figura 7.22 permite a visualização da aceleração de direção vertical, A_z , após a interpolação. O gráfico apresenta apenas a aceleração A_z , para ilustrar que houve uma alteração na curva, ocorrendo o mesmo nas curvas de A_x , A_y , W_x , W_y e W_z .

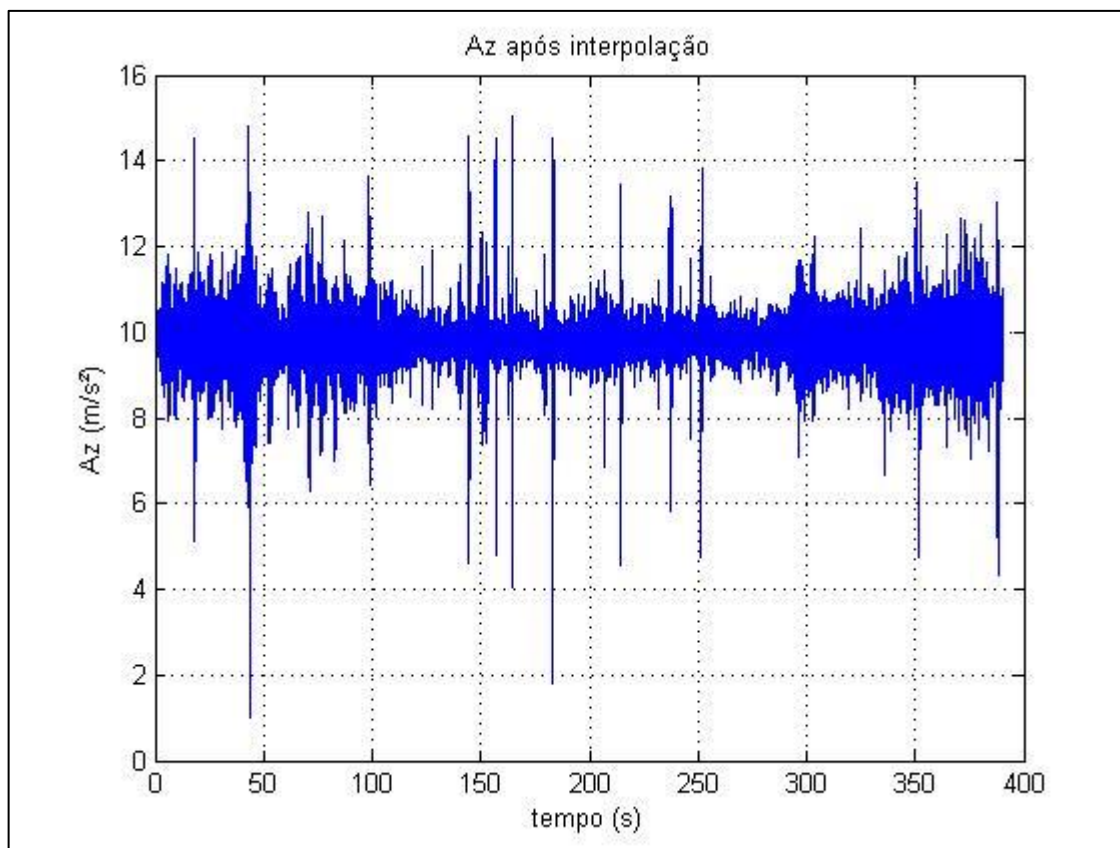


Figura 7.22 – Aceleração A_z na condição 1 após interpolação linear

Fonte: MatLab, 2015

Após a interpolação linear, é calculada e plotada a curva do PSD (*Power Spectral Density*), ou densidade espectral, das acelerações e das velocidades angulares. O PSD representa o espectro do sinal após a transformada de Fourier na curva no domínio do tempo, ilustrando a variação do sinal no domínio da frequência, isto é, o PSD indica como as acelerações e velocidades angulares se comportam nas diferentes faixas de frequência.

Na Figura 7.23, é possível se visualizar o gráfico do PSD da aceleração A_z .

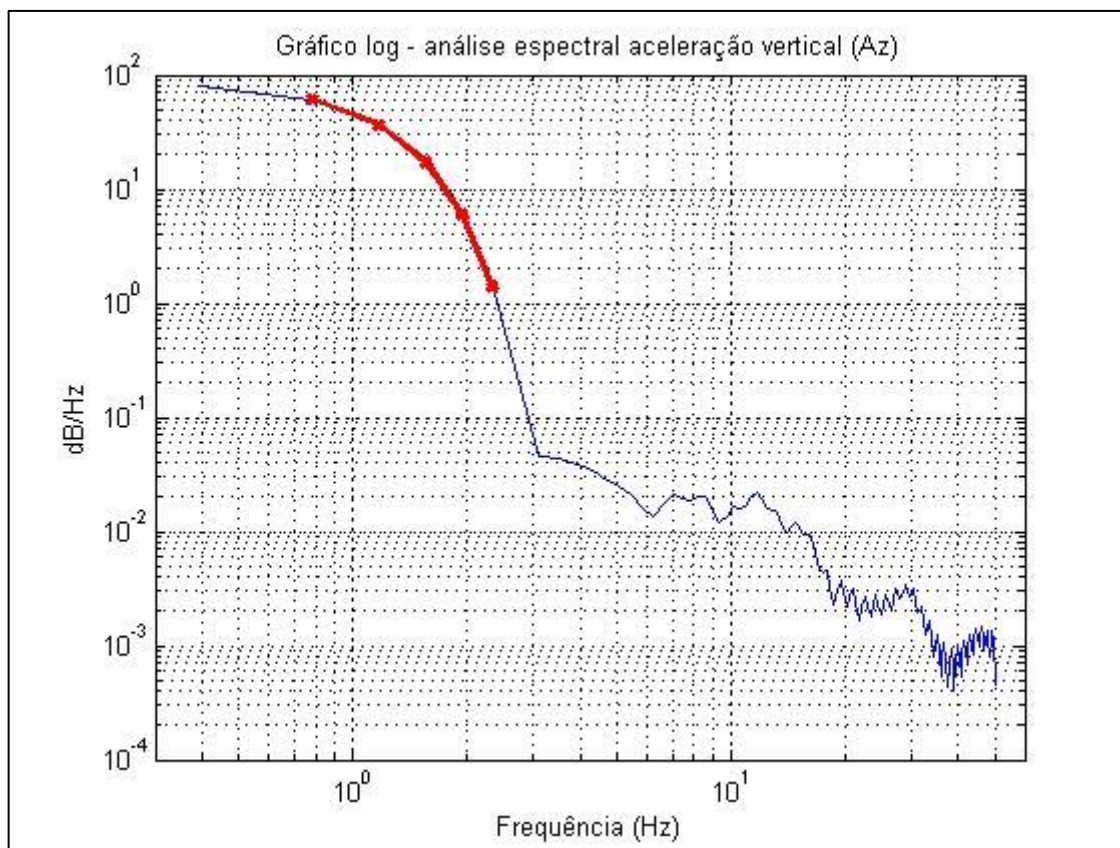


Figura 7.23 – Gráfico do PSD sem decimação e filtro (Az, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Na faixa de frequência marcada em vermelho, de acordo com Gillespie (1992), estaria a primeira frequência natural da direção vertical, em torno de 1 a 2 Hz. Entretanto, não é possível identificar-se qualquer pico.

Então, para se identificar picos na faixa desejada e, conseqüentemente, as frequências naturais, é necessário realizar a decimação e aplicar um filtro digital nos dados medidos. Com o auxílio do software MatLab, aplica-se um filtro passa-baixa com frequência limite de 25 Hz e aumenta-se a resolução da curva por meio da decimação, reduzindo o ritmo de amostragem e plotando um a cada quatro pontos dos dados no gráfico. O resultado pode ser visto na Figura 7.24.

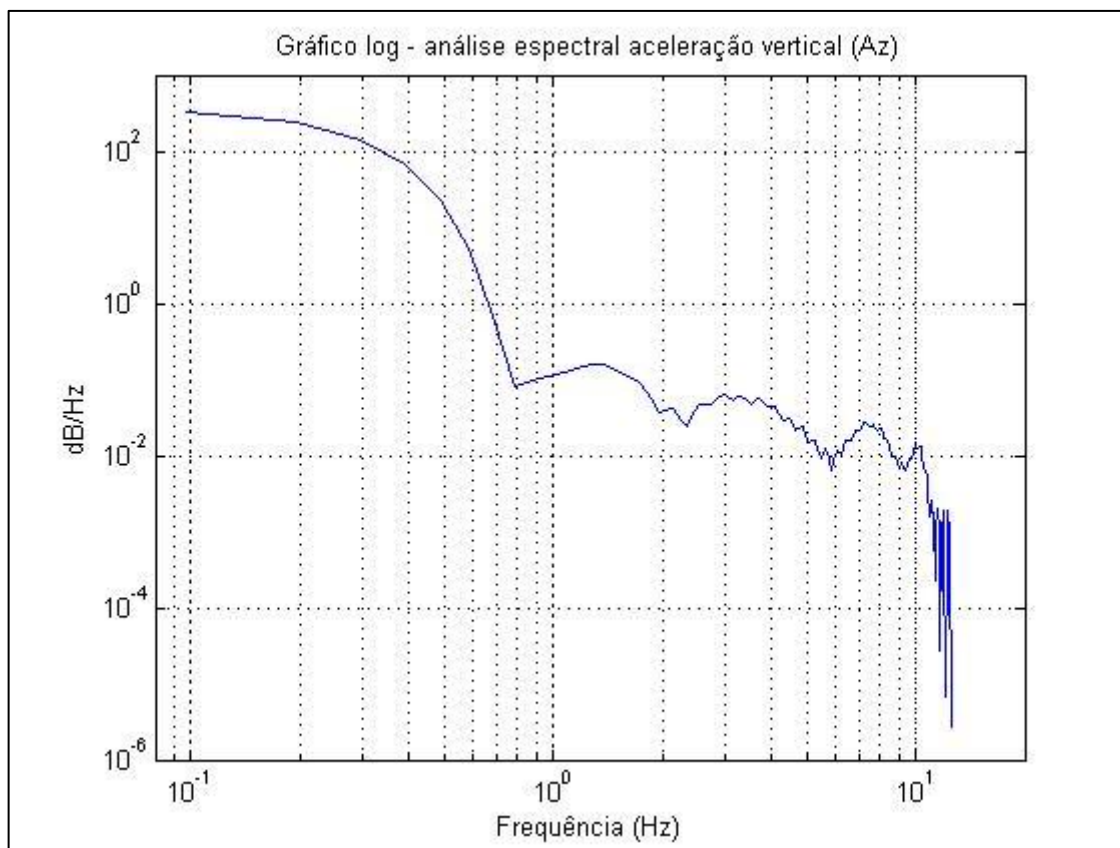


Figura 7.24 – Gráfico do PSD (Az, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

A Figura 7.24 evidencia a melhora na resolução do gráfico do PSD da aceleração Az, possibilitando uma análise mais profunda do espectro do sinal de saída. Após a decimação e a utilização de um filtro passa-baixa, é possível a visualização de um pico na faixa de frequência de interesse. A frequência do pico é a primeira frequência natural do veículo, representando o primeiro modo de vibrar. É possível verificar a existência de outros picos em frequências mais altas, podendo ser atribuídas aos ruídos e outros modos de vibrar, mas que não fazem parte do escopo do trabalho.

Como pode ser notado, o limite superior da curva da Figura 7.24 é em 12,5 Hz, que representa a metade da frequência limite do filtro, 25 Hz, como determina o critério de Nyquist.

A Figura 7.25 traz a imagem ampliada do pico e a frequência natural da aceleração na direção vertical, A_z , que vale 1,367 Hz, valor aceitável, como exposto na seção 0.

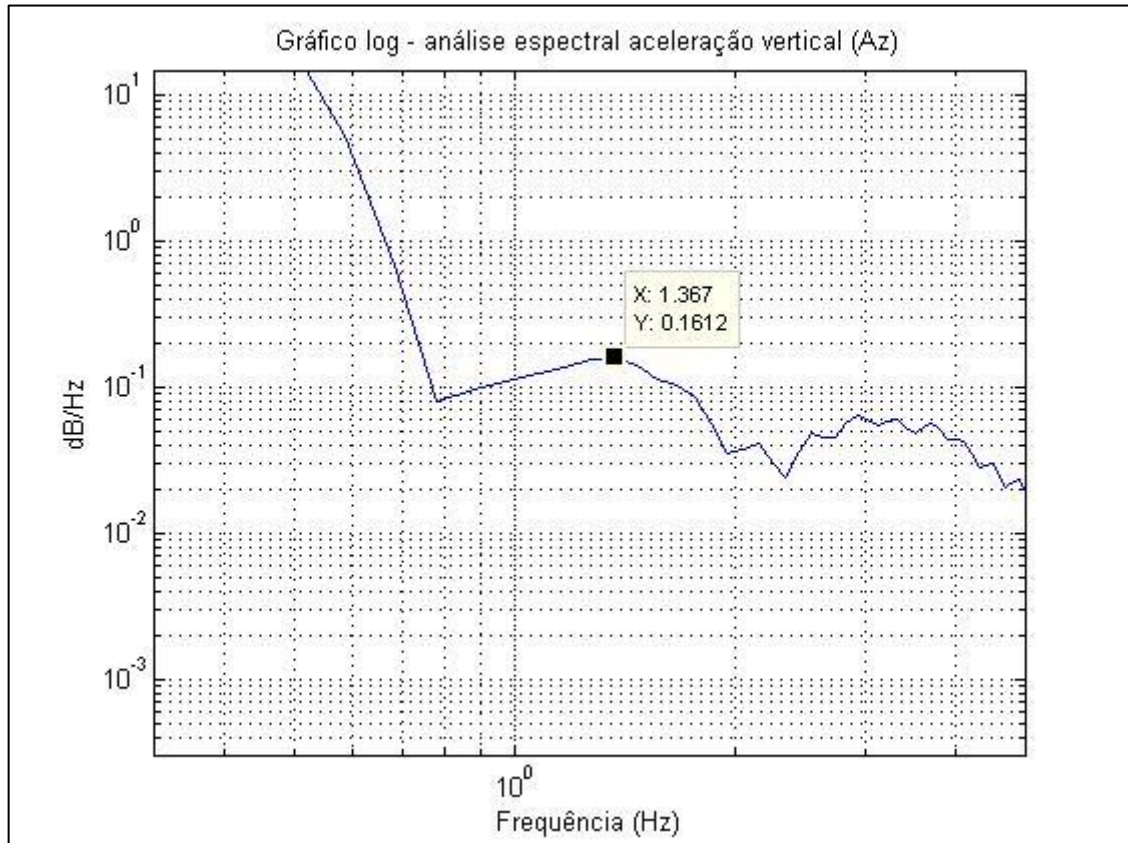


Figura 7.25 – Gráfico com o primeiro modo (A_z , condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Por último, é possível obter-se o fator de amortecimento por meio da curva espectral de A_z , utilizando o pico com a frequência natural, como indicado na seção 5.4. O resultado pode ser visualizado na Figura 7.26.

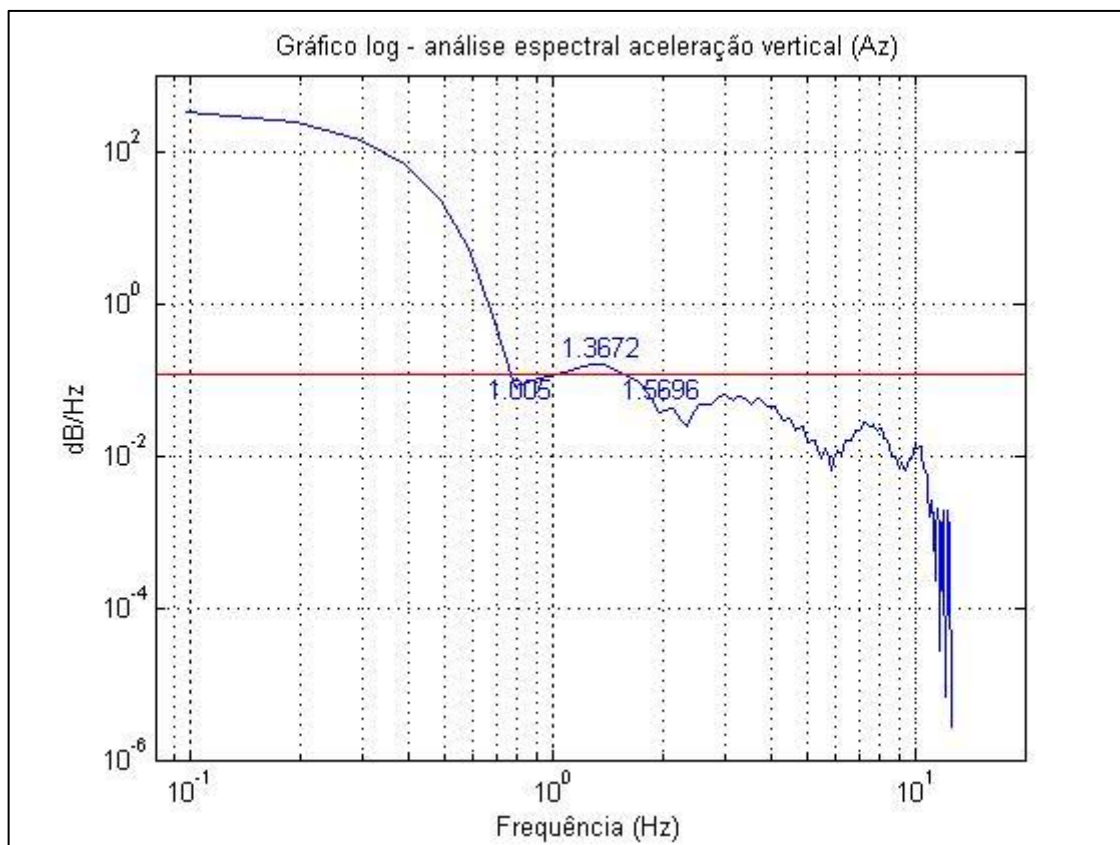


Figura 7.26 – Gráfico de meia banda de potência (Az, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Os valores das frequências para o cálculo do fator de amortecimento estão representados na curva da Figura 7.26. Para se achar as frequências correspondentes ao valor de 0,707 vezes a magnitude no pico, foi utilizada novamente a interpolação linear. Como esta curva não é linear, os resultados são aproximados, sendo satisfatórios para o presente trabalho. Assim, por meio do método da meia banda de potência, pode-se obter o fator de amortecimento, que vale 0,2065. Esse valor é dentro do esperado, como exposto na seção 0.

Na Figura 7.27, pode-se observar o espectro da aceleração longitudinal, A_x , após os mesmos procedimentos adotados para A_z (interpolação linear, decimação e filtro).

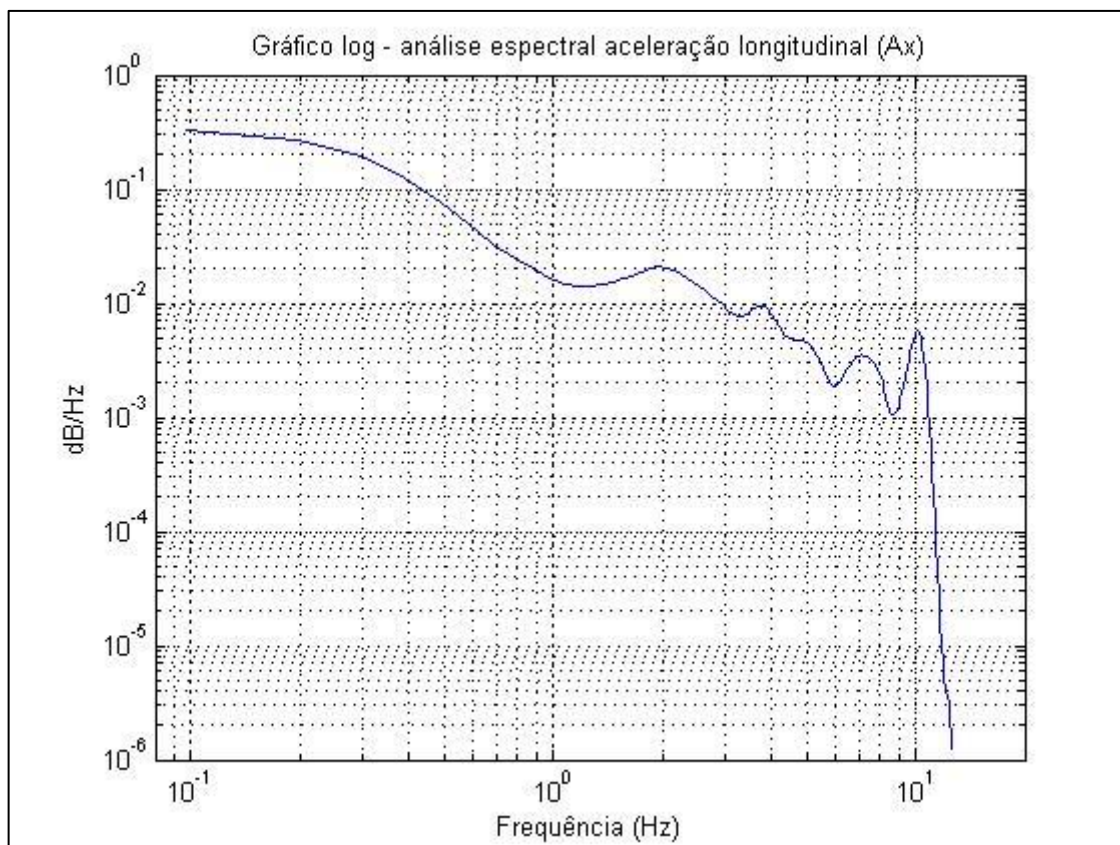


Figura 7.27 – Gráfico do PSD (Ax, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Diferentemente do caso de Az, não é claro qual é o primeiro modo de vibração na direção longitudinal, X. A curva possui diversos picos. Talvez o sinal de entrada, que é aleatório, não tenha excitado o primeiro modo de vibrar da direção longitudinal. Isso pode acontecer pois o percurso e as condições adotadas, com velocidade constante, sem frenagens, podem não favorecer a análise modal nesta direção. Outra hipótese também é que o movimento seja acoplado e o espectro esteja mostrando os modos de vibrar de outras direções.

Um único pico que chama a atenção no espectro de Ax pode ser visualizado na Figura 7.28, na frequência de 10,16 Hz.

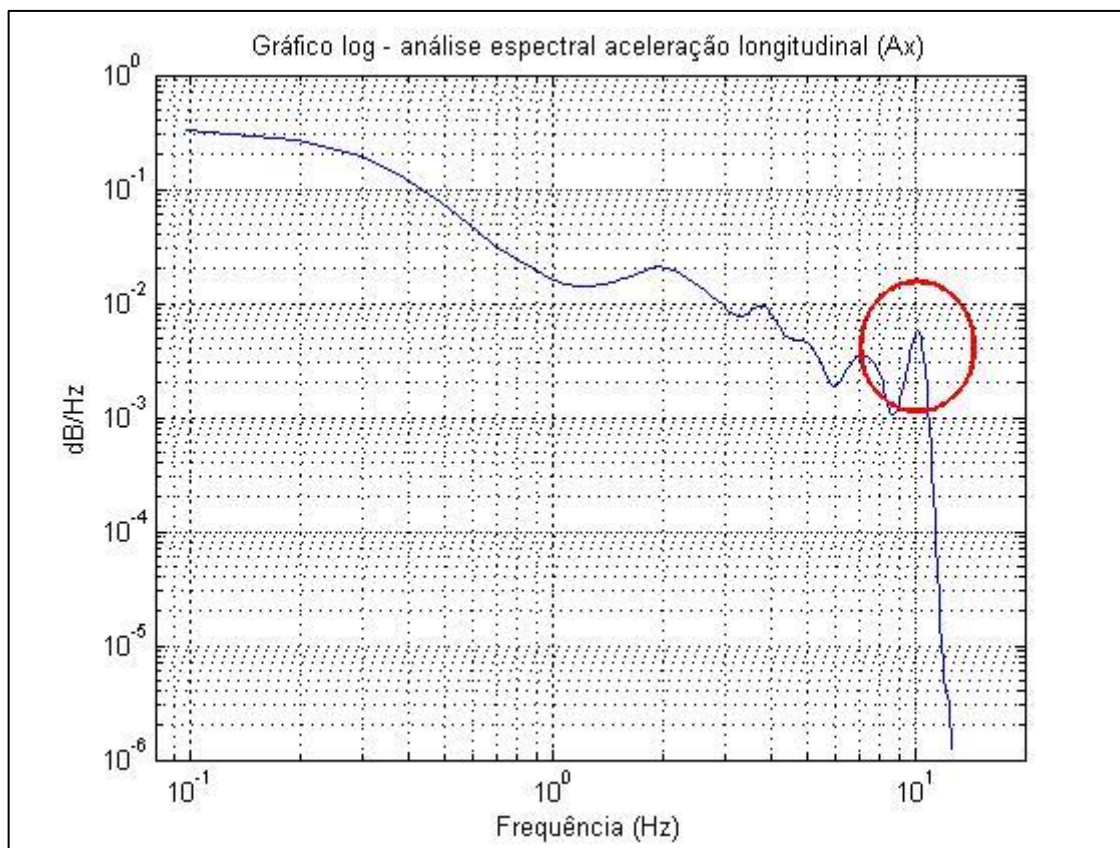


Figura 7.28 – Pico no PSD (Ax, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Este pode ser o primeiro modo de vibrar na direção X, entretanto, como não se pode afirmar isto, não será calculado o fator de amortecimento.

A Figura 7.29 representa o espectro da aceleração lateral, Ay, obtido na condição 1.

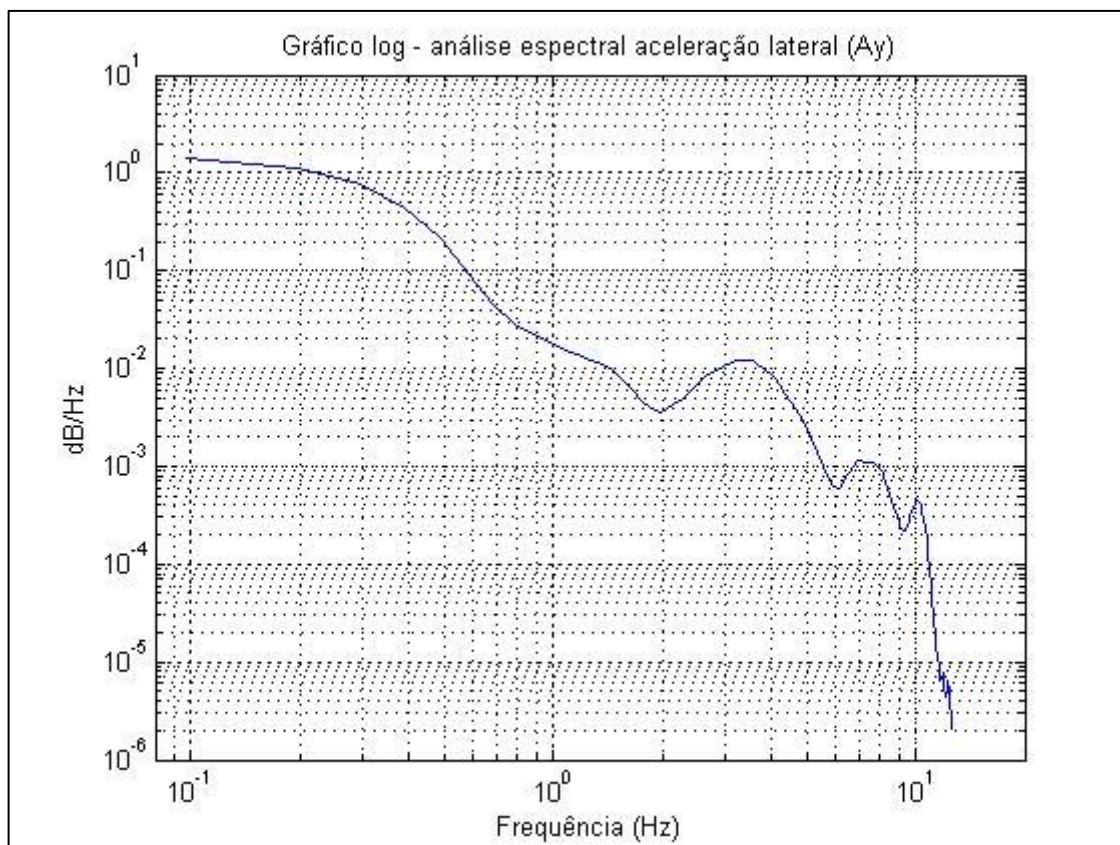


Figura 7.29 – Gráfico do PSD (Ay, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Na curva de Ay é possível visualizar o pico com maior evidência, na frequência de 3,418 Hz. Este, provavelmente, é o primeiro modo de vibrar na direção Y para o veículo. Ainda, na Figura 7.29, é possível observar outros picos, que podem representar os próximos modos de vibrar na direção lateral ou indicar os modos de outras direções, devido ao movimento acoplado.

A Figura 7.30 apresenta uma ampliação do possível primeiro modo de vibrar na direção Y, com os valores de frequência necessários para se calcular o fator de amortecimento.

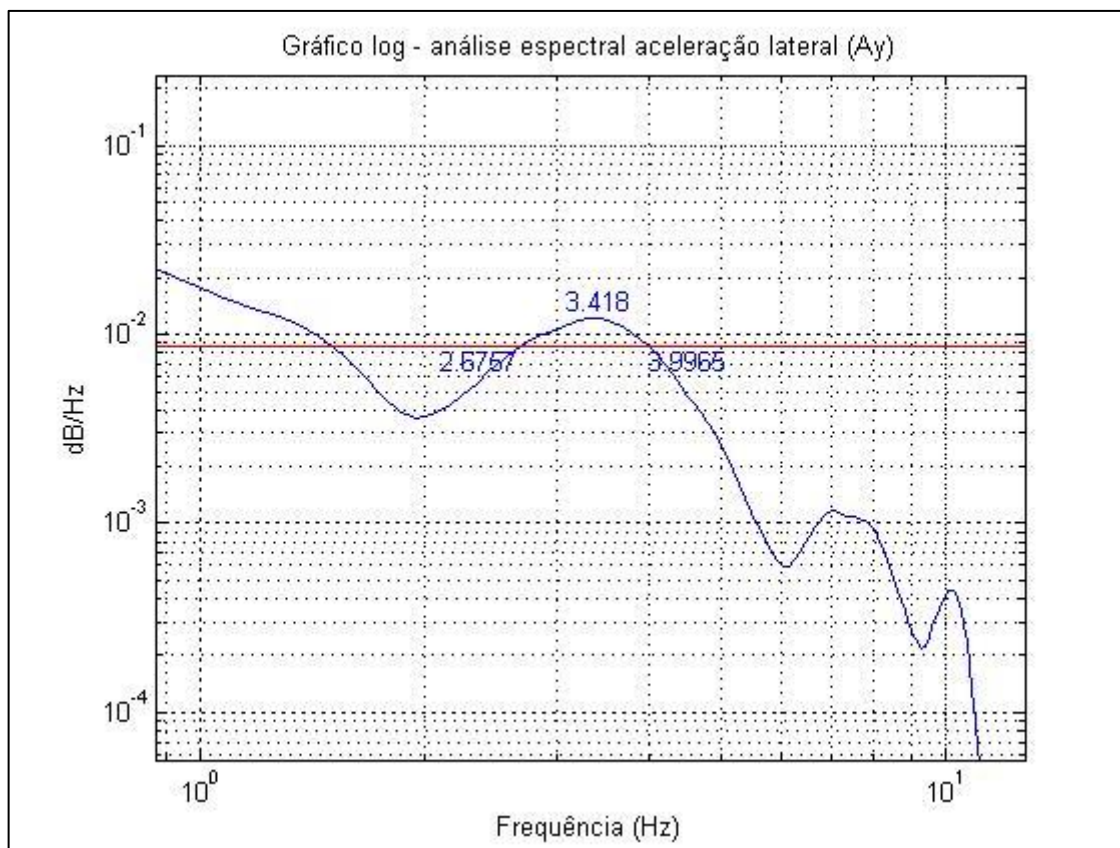


Figura 7.30 – Gráfico de meia banda de potência (Ay, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores apresentados na Figura 7.30, pode-se obter um fator de amortecimento de 0,1932.

A Figura 7.31 apresenta o espectro da velocidade angular de guinada, W_z , obtido na condição 1.

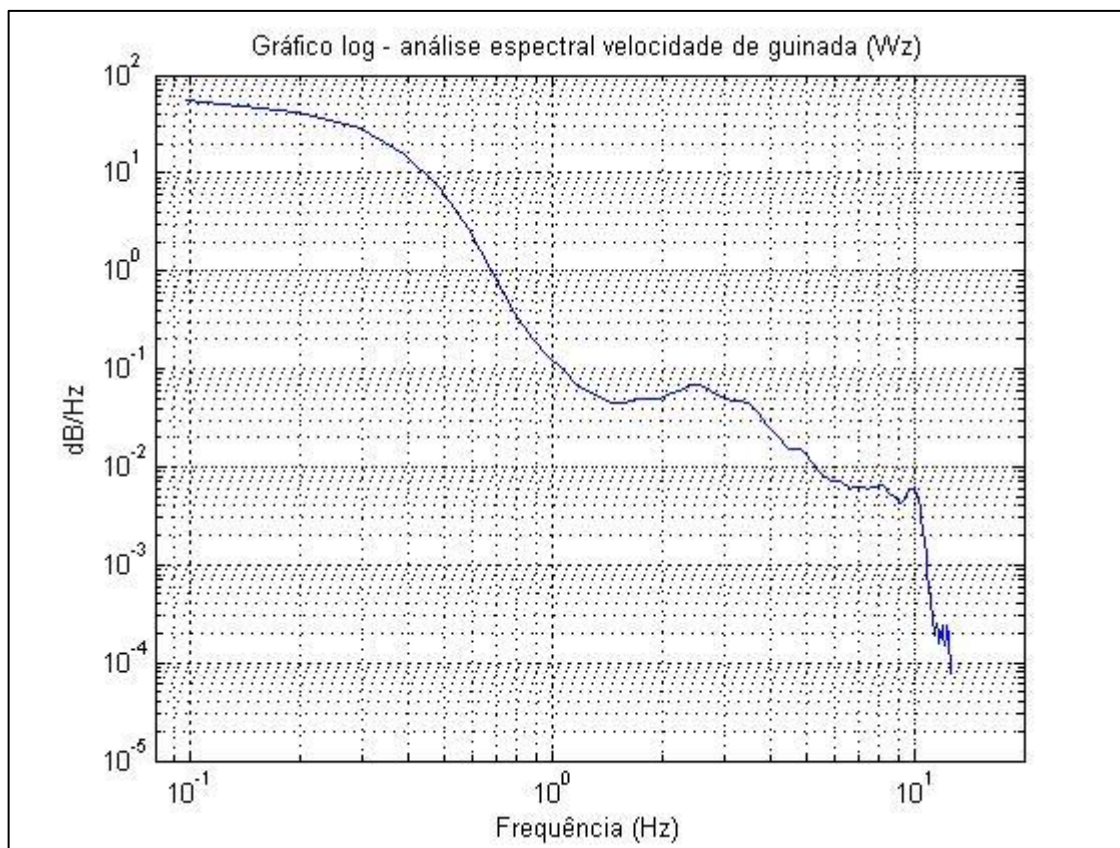


Figura 7.31 – Gráfico do PSD (Wz, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

No espectro de saída de Wz não se pode notar claramente algum pico. Sendo assim, fica inviável identificar qualquer modo de vibrar na direção de guinada, inclusive o primeiro. Muito provavelmente, isso se deve ao fato de o trajeto percorrido ser, em sua maior parte, retilíneo, com poucas curvas. Como os modos de vibrar na direção de guinada são excitados principalmente em curvas, eles não ficaram evidentes no espectro de saída.

A Figura 7.32 ilustra o PSD da velocidade angular de rolagem, Wx.

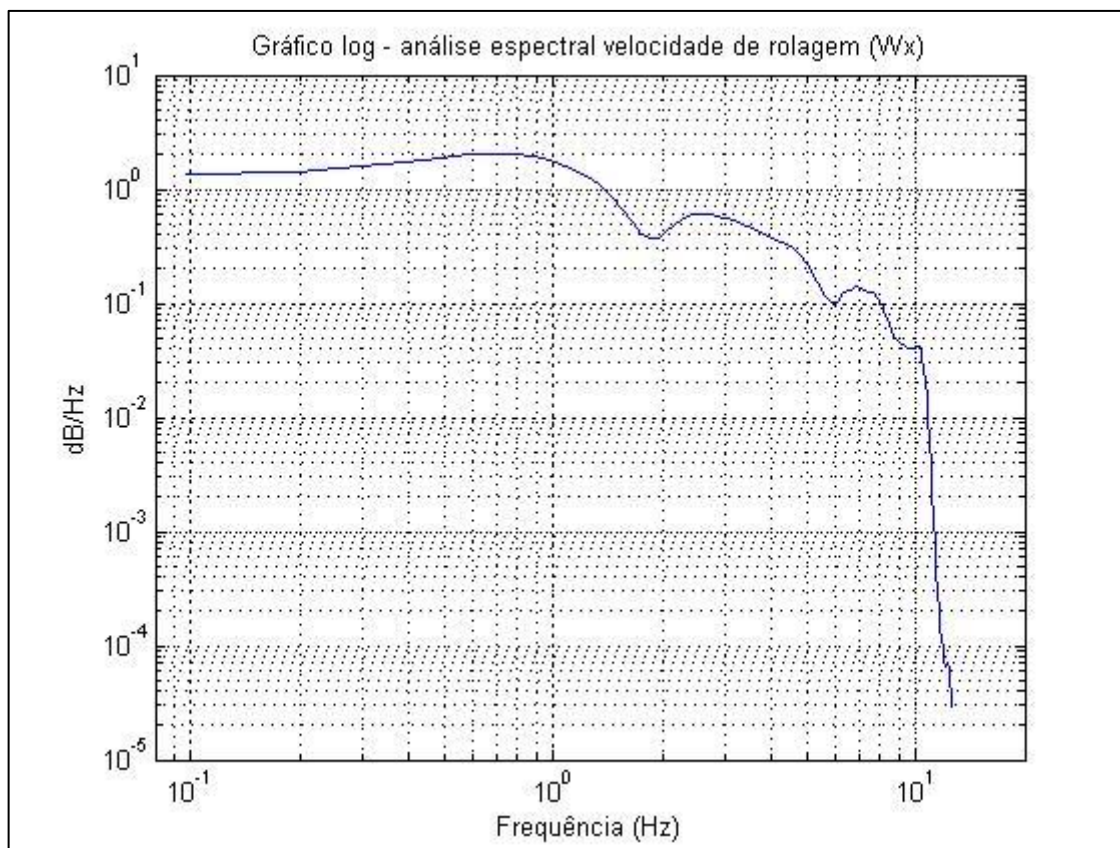


Figura 7.32 – Gráfico do PSD (Wx, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Nesta curva de Wx, é possível notar um pico de baixa frequência, por volta de 0,68359 Hz. Na direção de rolagem, a primeira frequência fundamental de um veículo de passeio realmente é baixa, devido à baixa altura de seu centro de massa.

A Figura 7.33 mostra as frequências necessárias para se calcular o fator de amortecimento pelo método da meia banda de potência.

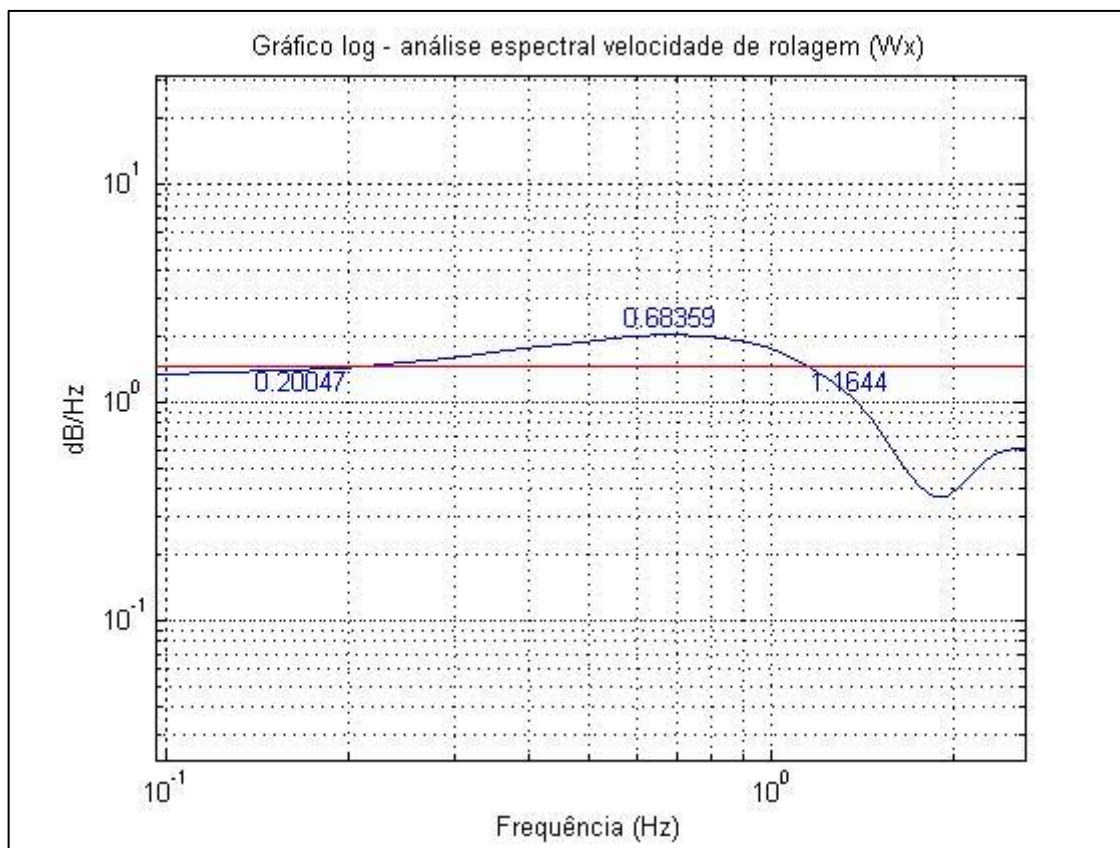


Figura 7.33 – Gráfico de meia banda de potência (Wx, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores das frequências indicados na Figura 7.33, chega-se a um fator de amortecimento de 0,7050. Pelo gráfico, com uma curva mais atenuada, era esperado que esse valor fosse maior que os calculados anteriormente. Entretanto, como o valor do fator de amortecimento é maior, pode ser que o método utilizado apresente um erro maior no resultado, já que, como indicado na seção 5.4, o método da meia banda de potência pode ser utilizado em espectros de acelerações e velocidades, desde que o fator de amortecimento seja pequeno.

Por último, na Figura 7.34 é apresentado o PSD da velocidade de arfagem, W_y .

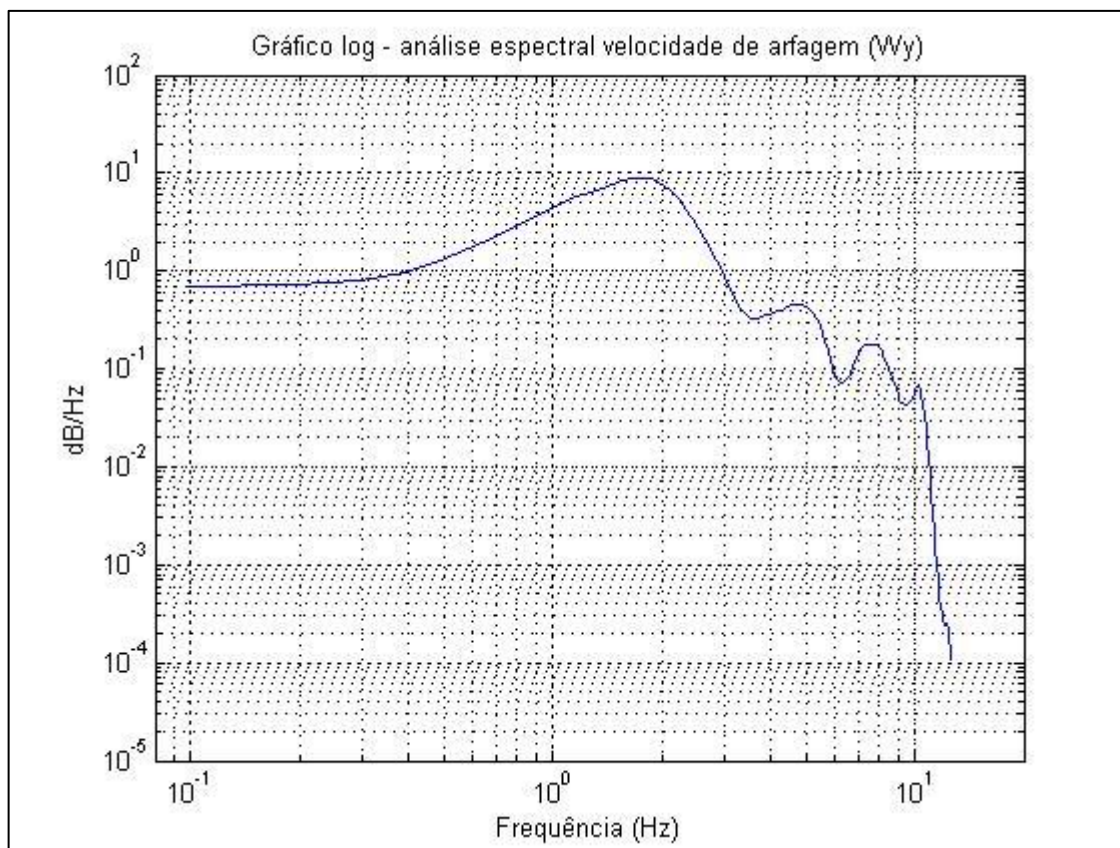


Figura 7.34 – Gráfico do PSD (Wy, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

O percurso realizado nos testes, com a maior parte do trajeto sendo retilínea e apresentando várias irregularidades e lombadas na pista, favorece a excitação dos modos de vibrar nas direções vertical e arfagem, principalmente. Como era esperado, há um pico evidente no espectro de saída de Wy, que representa o primeiro modo de vibrar na direção de arfagem. A frequência fundamental vale 1,7578 Hz. É possível se observar outros modos de vibrar, representados pelos picos subsequentes.

A Figura 7.35 mostra a imagem ampliada do modo fundamental de vibração na direção de arfagem, com as frequências necessárias para calcular o fator de amortecimento em destaque.

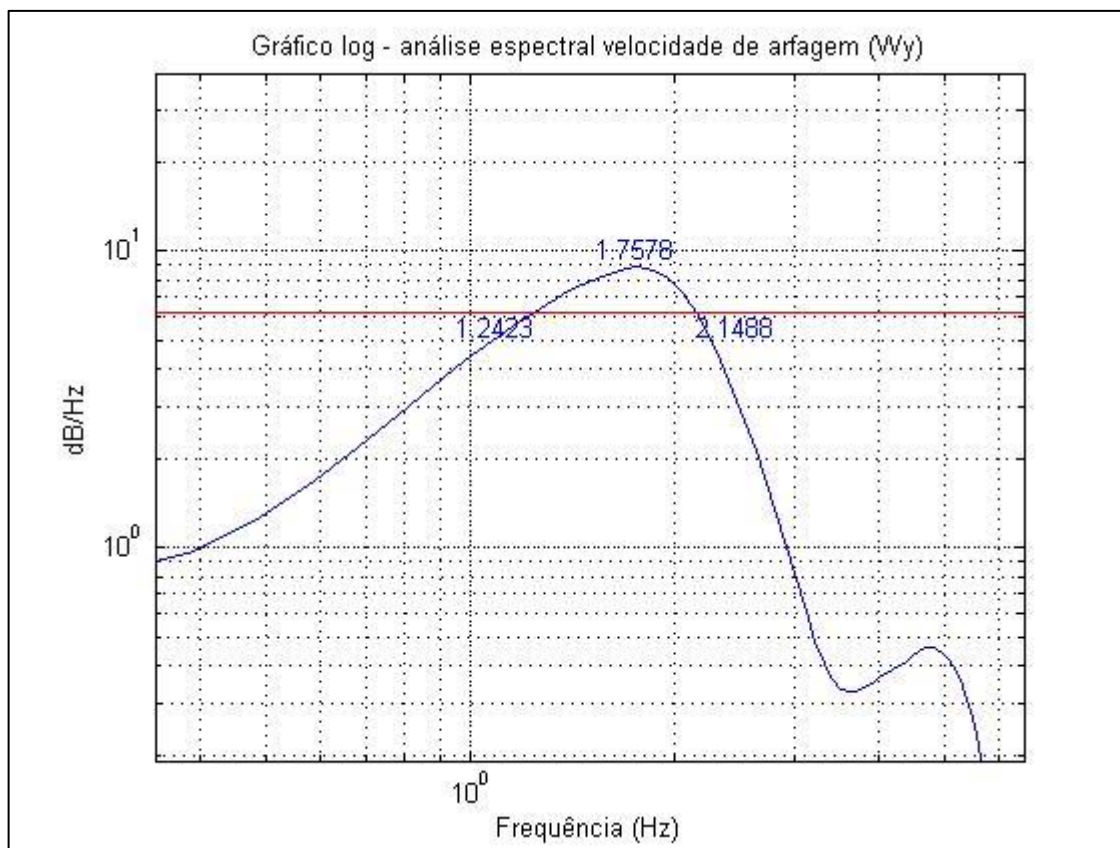


Figura 7.35 – Gráfico de meia banda de potência (Wy, condição 1)

Fonte: MatLab, 2015

Com as frequências indicadas, chega-se a um fator de amortecimento de 0,2579.

7.4.2. Condição 2 – 60 km/h; 32/29 psi; 78 kg

A única diferença da condição 2 em relação à condição 1 é a velocidade, que foi alterada para 60 km/h constante.

Assim como na condição anterior, foram realizados a correção dos ângulos, o ajuste das unidades no SI, a interpolação linear, a decimação e a aplicação do filtro passa-baixa. Após o tratamento de dados, pode-se visualizar na Figura 7.36 o espectro da aceleração de direção vertical, A_z , para a condição 2.

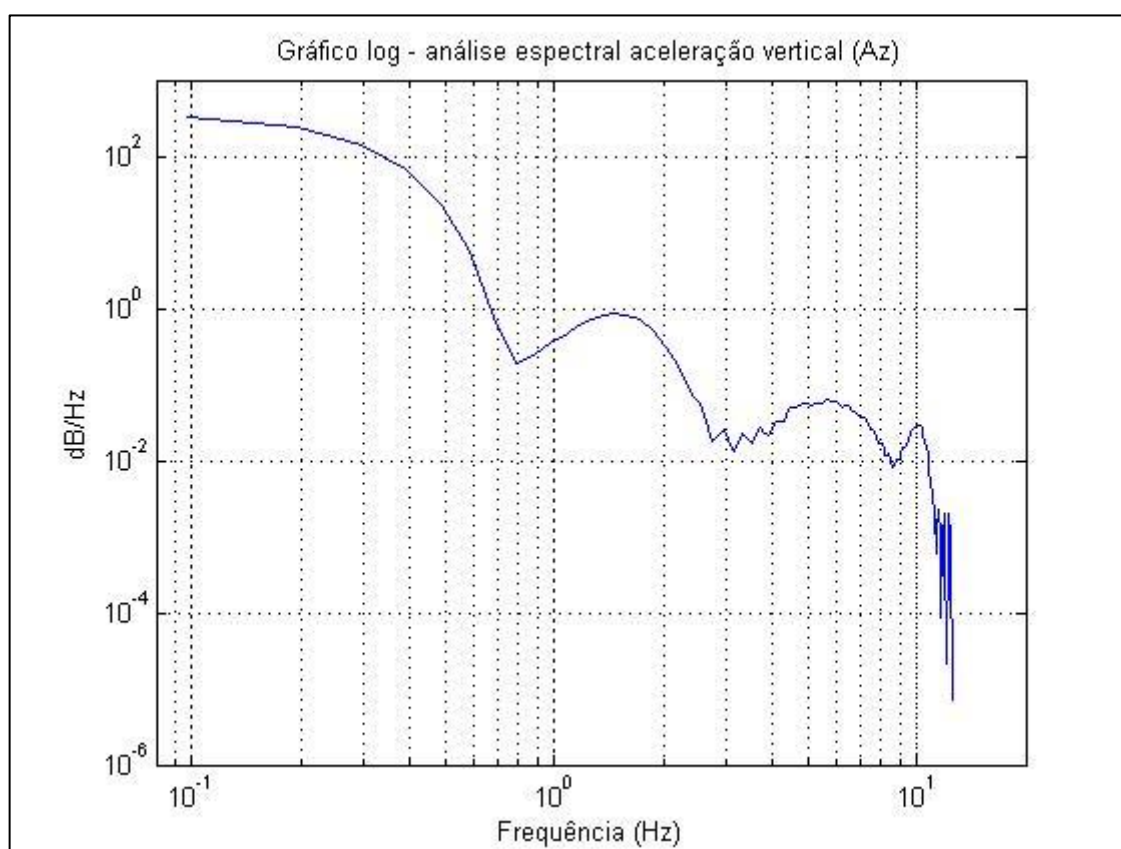


Figura 7.36 – Gráfico do PSD (A_z , condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

É possível observar o notório pico na frequência de 1,4648 Hz. Pelo gráfico, este deve ser o primeiro modo de vibrar na direção longitudinal. Entretanto, como enunciado na seção 0, a frequência natural independe da velocidade, único parâmetro alterado em relação à condição 1. Sendo assim, o valor da frequência fundamental nas duas condições deveria ser o mesmo.

Como a massa suspensa do veículo é distribuída nos eixos dianteiro e traseiro e o centro de gravidade do carro na direção longitudinal é deslocado de seu centro geométrico, essa massa é dividida desproporcionalmente. Além disso, a rigidez das molas da suspensão traseira é diferente das da dianteira. Pelos motivos expostos, há um acoplamento dos modos de vibrar das direções vertical e de arfagem, que pode aparecer no PSD de Az, com frequências naturais diferentes. Como exposto na seção 2.3, a menor frequência natural deve ser dianteira e a maior, traseira.

Provavelmente, houve diferentes excitações nas condições 1 e 2, já que a entrada é randômica, o que resultou no aparecimento dos dois modos no espectro de saída de Az. Eles devem representar os diferentes modos acoplados de vibrar dessa direção.

A determinação de qual frequência natural pertence a cada modo acoplado do veículo foge do escopo do trabalho, pois seriam necessários sensores adequados, além de se conhecer o sinal de entrada.

A Figura 7.37 apresenta o modo de vibrar obtido na condição 2 para Az ampliado.

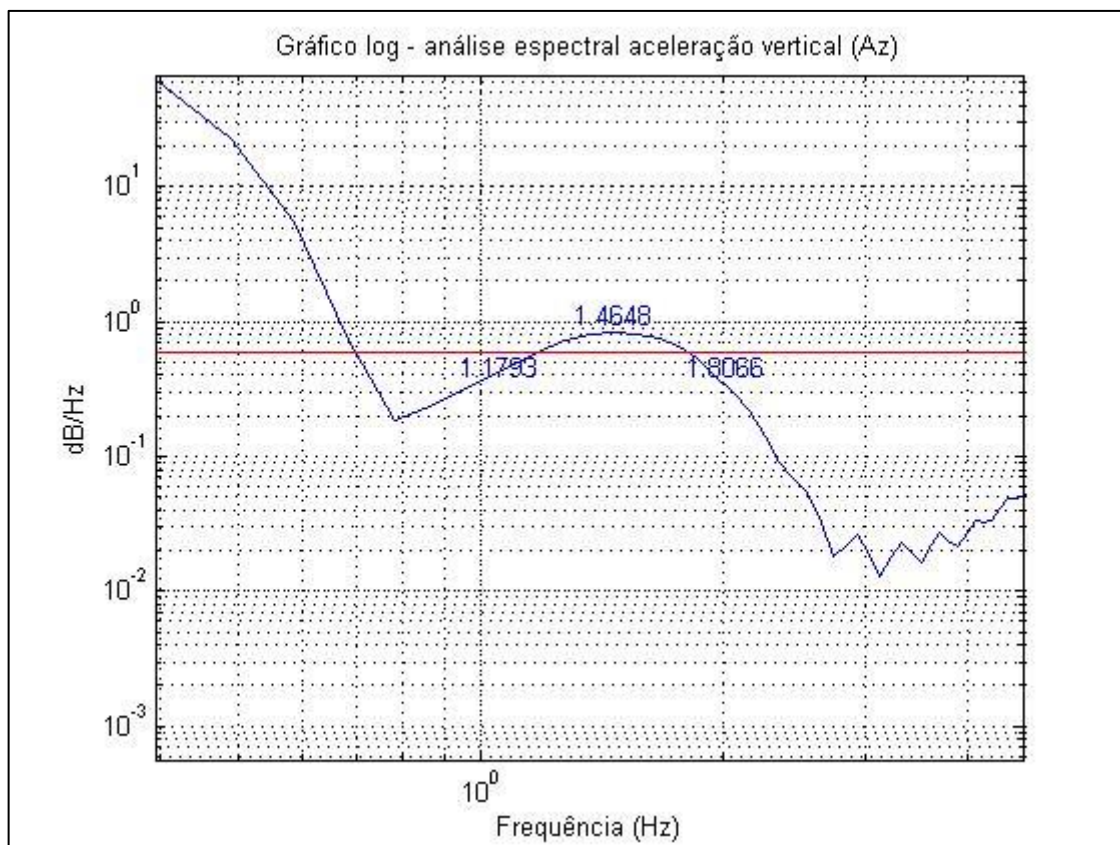


Figura 7.37 – Gráfico de meia banda de potência (Az, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Pelo método da meia banda de potência, chega-se a um fator de amortecimento de 0,2141.

A Figura 7.38 apresenta o espectro da aceleração longitudinal, Ax, para a condição 2.

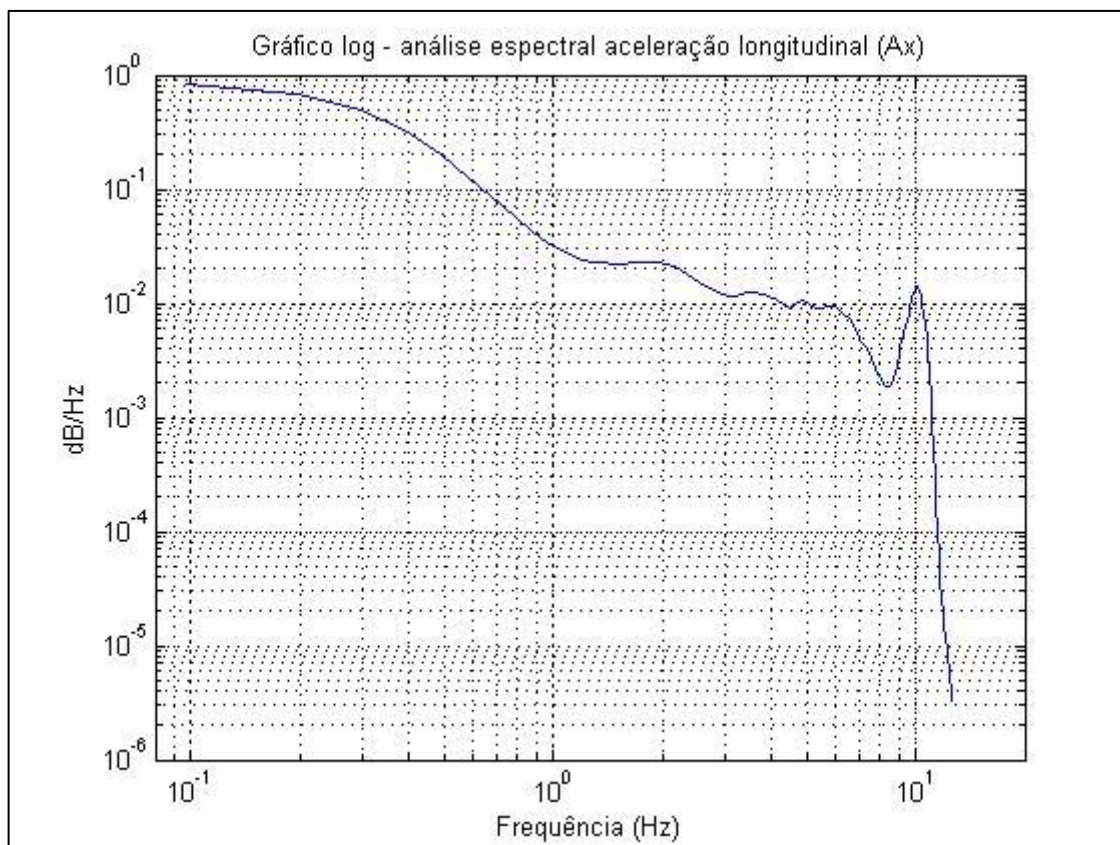


Figura 7.38 – Gráfico do PSD (Ax, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Igualmente ao ocorrido no espectro de Ax na condição 1, nesta curva não se torna possível identificar qual é o primeiro modo de vibração na direção longitudinal, X, pelos mesmos motivos já expostos. Da mesma forma que ocorre na Figura 7.27, fica evidente um pico na frequência de 10,25 Hz, que é muito próxima ao valor da frequência na condição 1, que vale 10,16 Hz. Este pode ser o modo fundamental de vibrar na direção X, principalmente porque o pico se repete nas duas condições, com valores muito próximos, mas não é possível se afirmar isso.

A Figura 7.39 representa o espectro da aceleração lateral, Ay, obtido na condição 2.

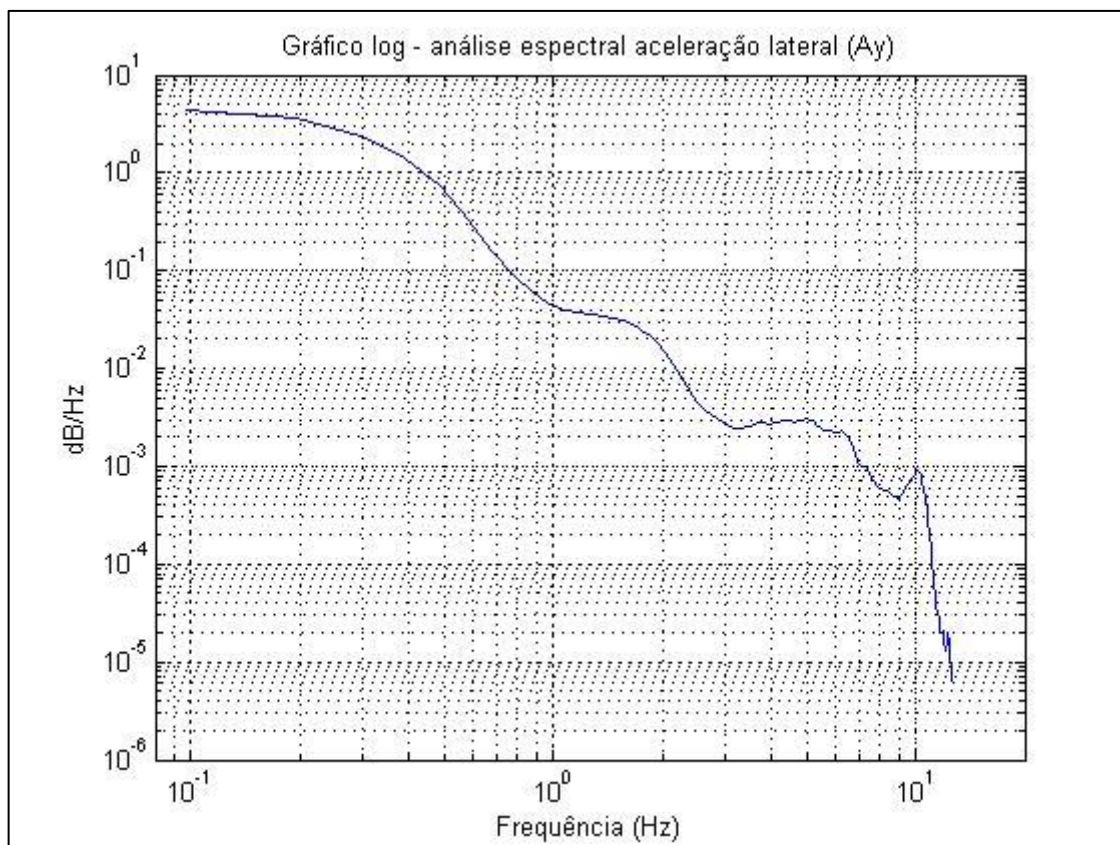


Figura 7.39 – Gráfico do PSD (Ay, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Diferentemente do que ocorre na condição 1, não é visível a identificação de um pico que possa representar o modo fundamental de vibração na direção Y. Era esperado que isto acontecesse em alguns dos testes realizados, pois o percurso não favorece a excitação nessa direção. Como não é notório algum pico que represente o modo fundamental no espectro de saída de Ay, este é um dos casos em que não houve a excitação na direção e frequência adequadas.

O espectro da velocidade de guinada, Wz, pode ser observado na Figura 7.40.

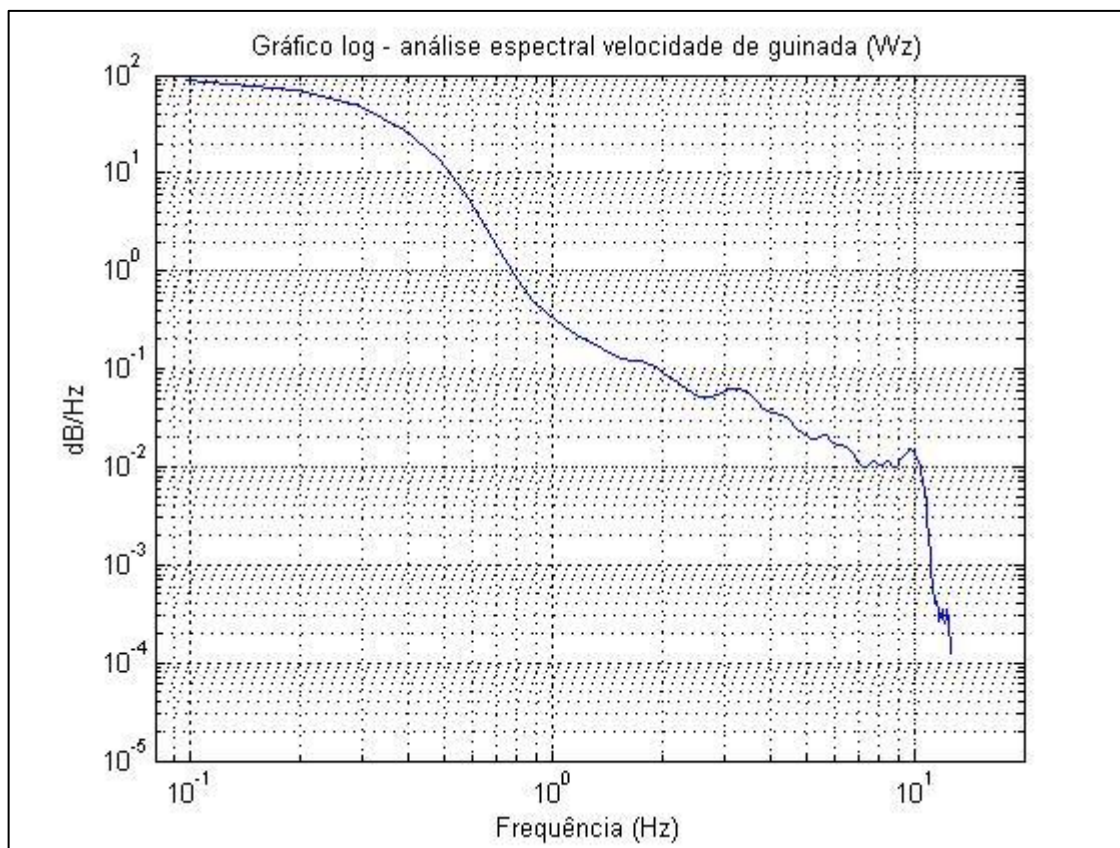


Figura 7.40 – Gráfico do PSD (Wz, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Como ocorre na condição 1, o espectro de saída de Wz não revela qualquer modo de vibrar. Sendo assim, fica inviável identificar a frequência fundamental e o fator de amortecimento. De novo, isto é consequência de o trajeto percorrido ser, em sua maior parte, retilíneo, com poucas curvas. Como os modos de vibrar na direção de guinada são excitados principalmente em curvas, eles não ficaram evidentes no espectro de saída.

A Figura 7.41 ilustra o PSD da velocidade angular de rolagem, Wx.

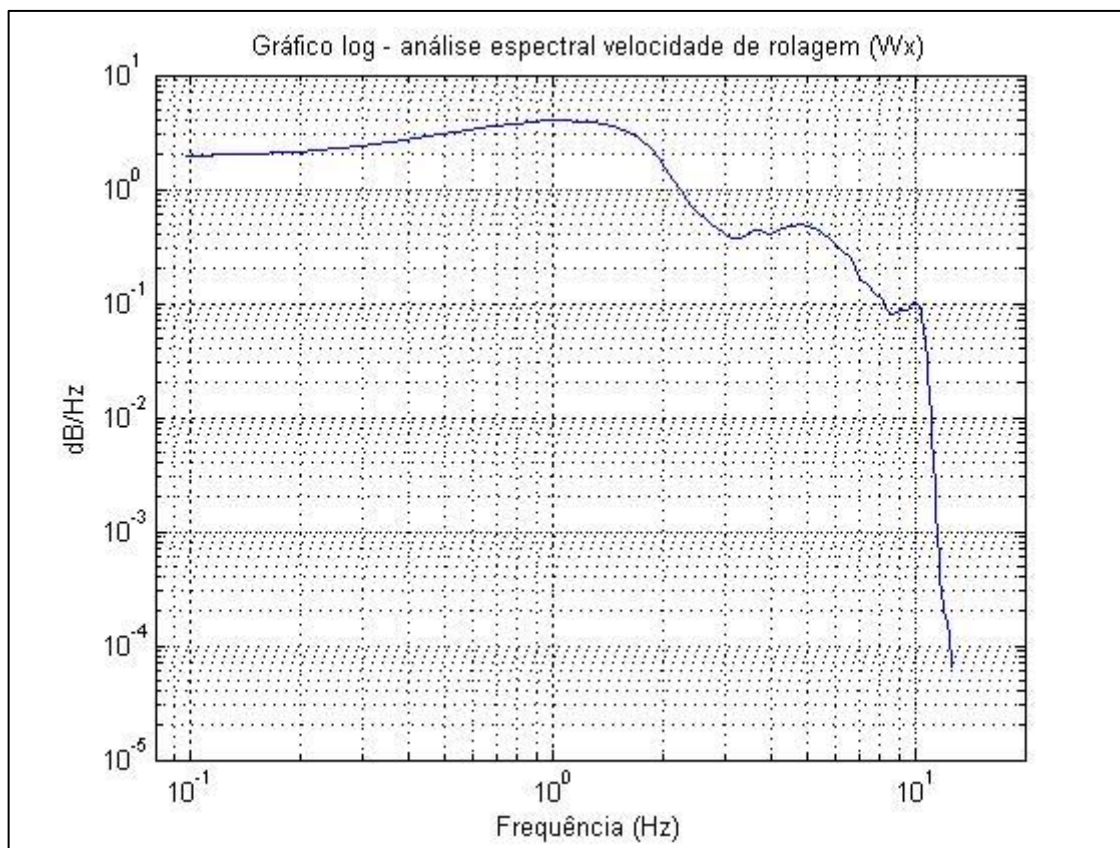


Figura 7.41 – Gráfico do PSD (Wx, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Nesta curva de Wx, é possível notar um pico de baixa frequência, por volta de 1,0742 Hz. A diferença em relação à frequência fundamental obtida na condição 1 pode ser consequência do tratamento de dados, principalmente por parte da interpolação linear, já que as curvas não são lineares.

A Figura 7.42 mostra as frequências necessárias para o fator de amortecimento do primeiro modo de rolagem pelo método da meia banda de potência.

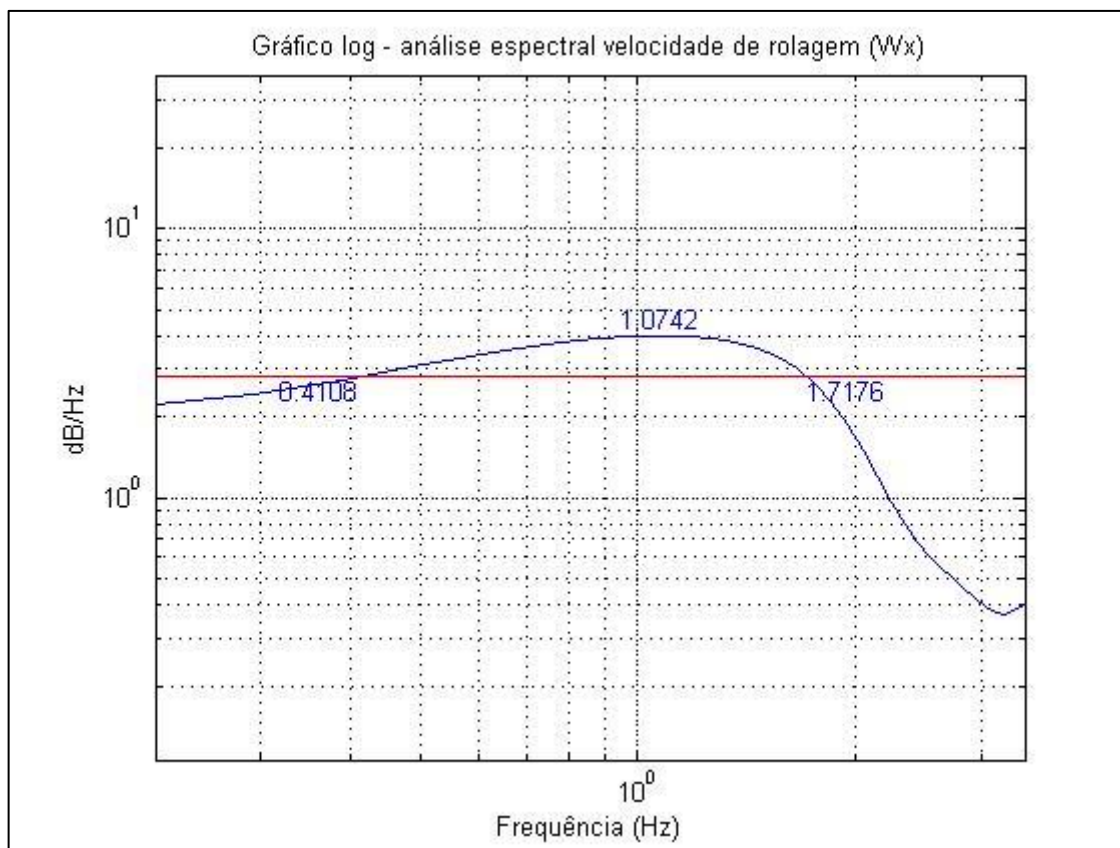


Figura 7.42 – Gráfico de meia banda de potência (Wx, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores das frequências indicados na Figura 7.42, chega-se a um fator de amortecimento de 0,6083. Como o valor do fator de amortecimento é grande, pode ser que o método utilizado apresente um erro considerável no resultado, como indicado na seção 5.4.

O último espectro apresentado na condição 2 é o da velocidade angular de arfagem, W_y , que pode ser visto na Figura 7.43.

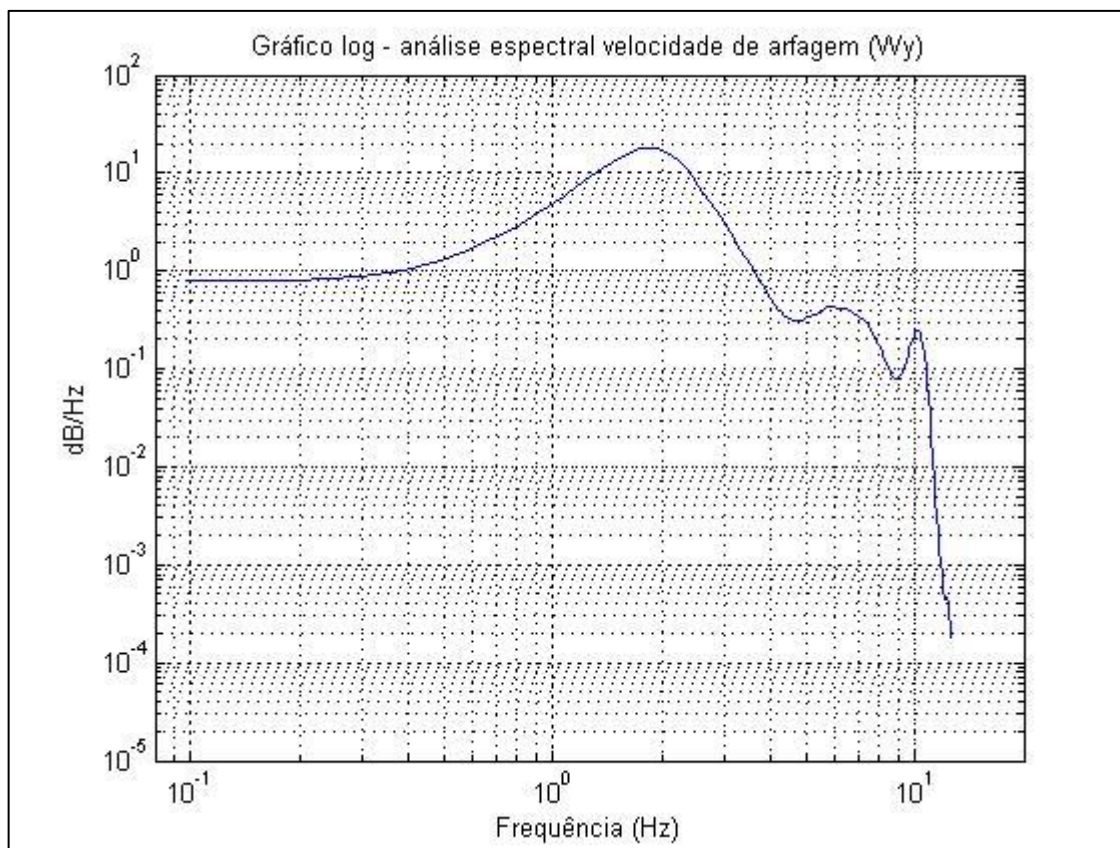


Figura 7.43 – Gráfico do PSD (Wy, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Pode-se notar um pico relevante no espectro de saída de Wy, que representa o primeiro modo de vibrar na direção de arfagem. A frequência fundamental vale 1,8555 Hz, e o valor do modo fundamental na condição 2 não é idêntico ao da condição 1, pelos mesmos motivos apresentados pela diferença nas frequências naturais na direção vertical.

A Figura 7.35 mostra a imagem ampliada do modo fundamental de vibração na direção de arfagem, com as frequências necessárias para calcular o fator de amortecimento em destaque.

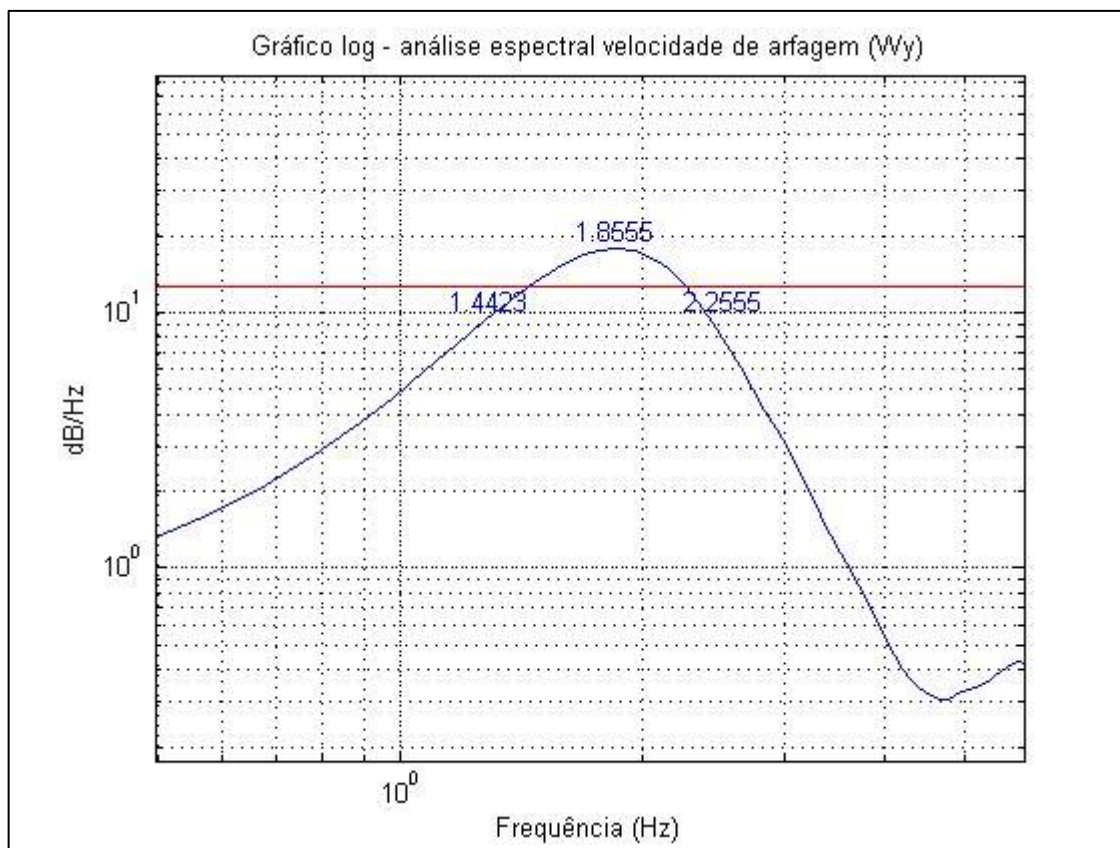


Figura 7.44 – Gráfico de meia banda de potência (Wy, condição 2)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores indicadas, chega-se a um fator de amortecimento de 0,2192.

7.4.3. Condição 3 – 20 km/h; 32/29 psi; 78 kg

Com pressão nos pneus (32 e 29 psi) e carregamento igual aos outros dois carros, a condição 3 difere-se pela velocidade constante reduzida para 20 km/h.

A Figura 7.45 apresenta o espectro de saída da aceleração na direção vertical, A_z , obtido na condição 3.

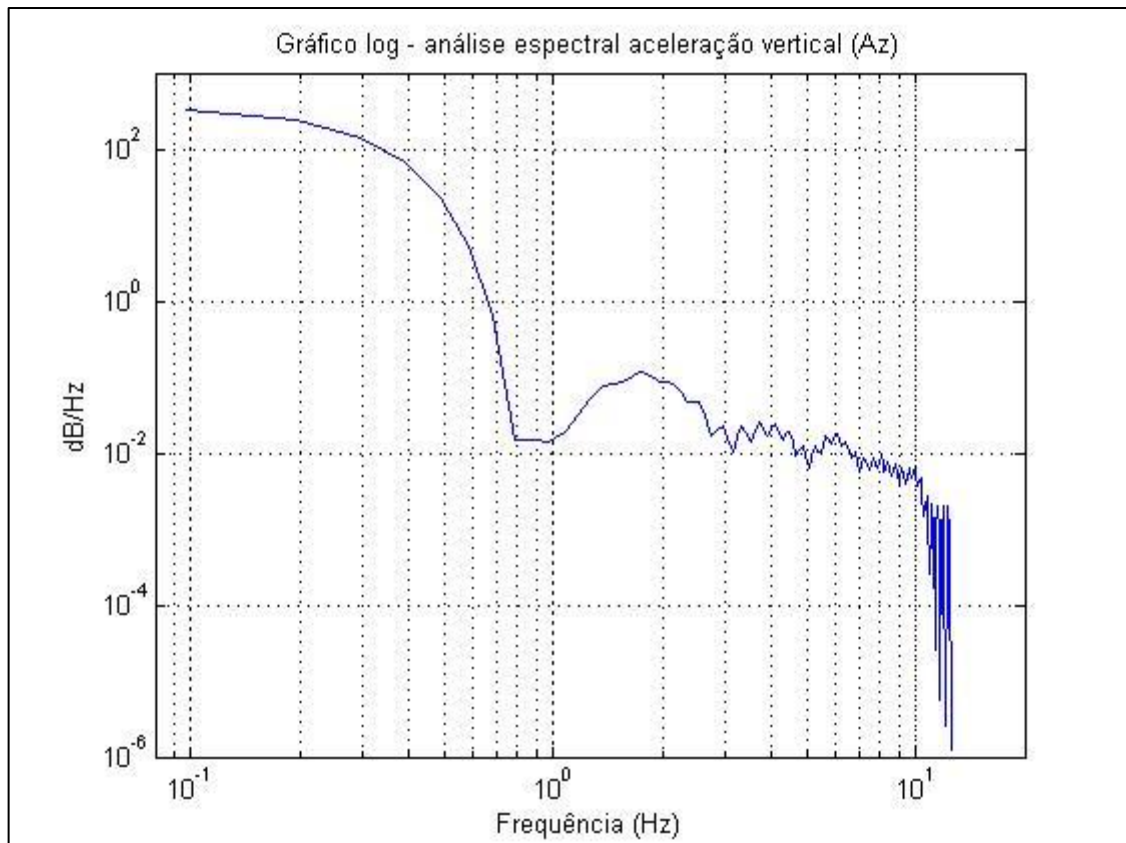


Figura 7.45 – Gráfico do PSD (A_z , condição 3)

Fonte: MatLab, 2015

Na Figura 7.45, pode-se observar um pico representando o primeiro modo de vibrar na direção vertical, com a frequência natural no valor de 1,7578 Hz.

Mais uma vez, assim como já ocorreu nas condições 1 e 2, a possível frequência fundamental vertical na condição 3 é diferente dos outros dois valores. Um desses três valores deve estar errado e não ser uma frequência fundamental da direção Z. Pode ter havido algum problema na medição realizada em algum dos

casos ou, então, pode ser que esse pico seja resultado do acoplamento dos movimentos de arfagem e vertical e da excitação randômica de entrada.

A Figura 7.46 mostra o primeiro pico do espectro de Az na condição 3 ampliado.

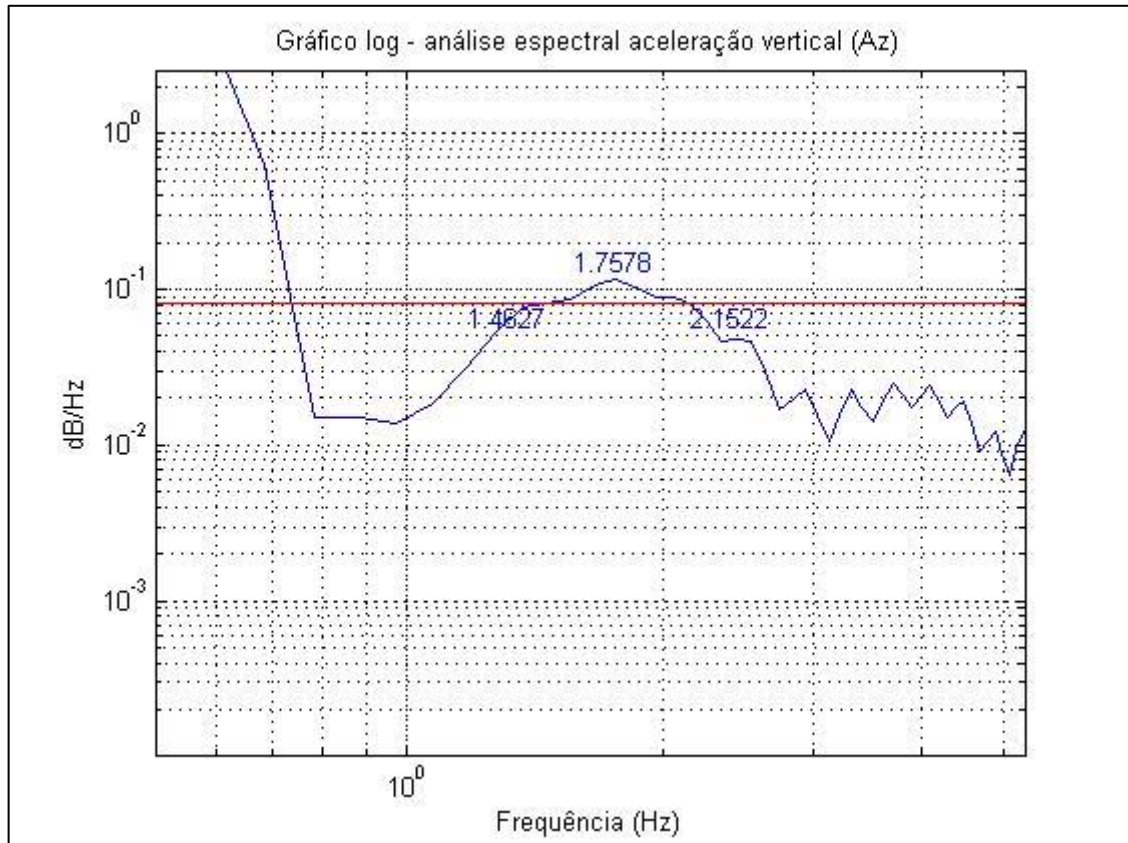


Figura 7.46 – Gráfico de meia banda de potência (Az, condição 3)

Fonte: MatLab, 2015

Com auxílio da Figura 7.46, chega-se a um fator de amortecimento de 0,1961.

O espectro de saída da aceleração longitudinal, Ax, pode ser observado na Figura 7.47.

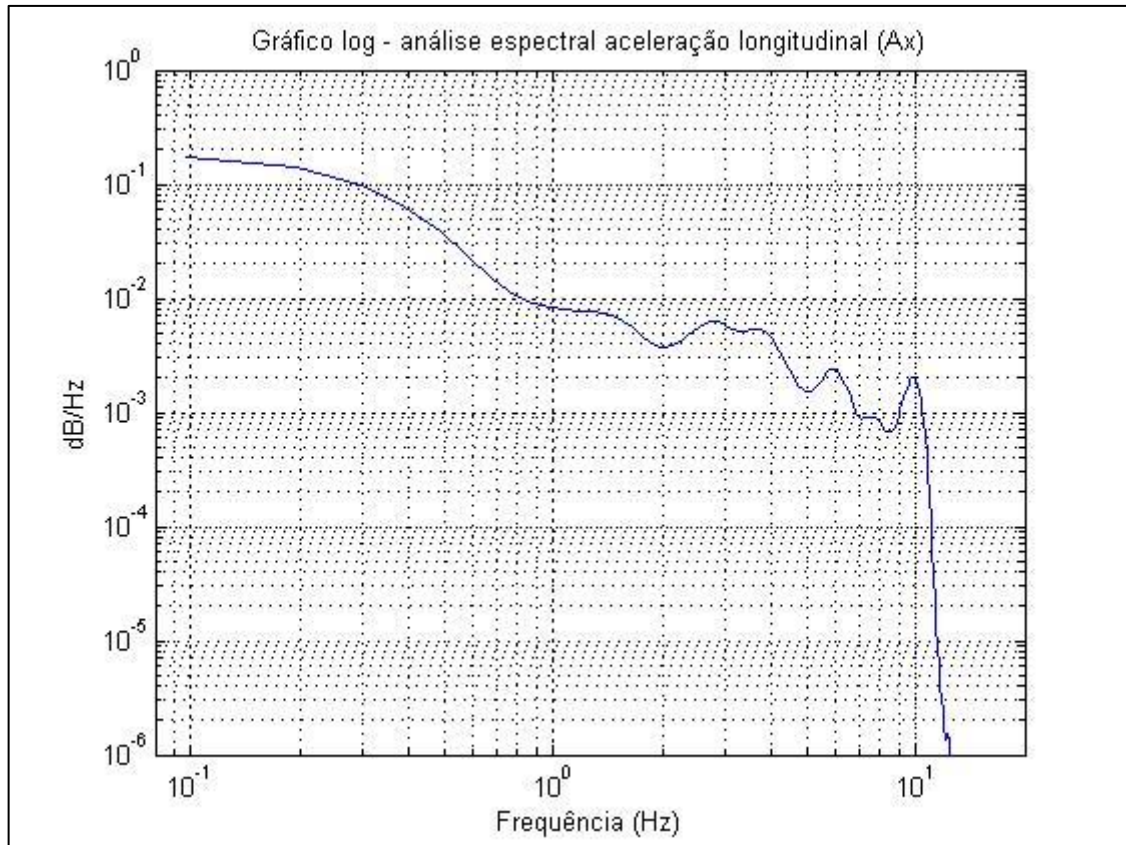


Figura 7.47 – Gráfico do PSD (Ax, condição 3)

Fonte: MatLab, 2015

Como aconteceu nas outras duas condições anteriores, não se pode afirmar qual pico representa o modo fundamental. Novamente, existe um pico relevante na frequência de 9,57 Hz, valor próximo ao das outras condições, mas não se pode tirar qualquer conclusão.

Já na Figura 7.48, que representa o espectro de aceleração lateral, A_y , pode-se ver o primeiro modo de vibrar.

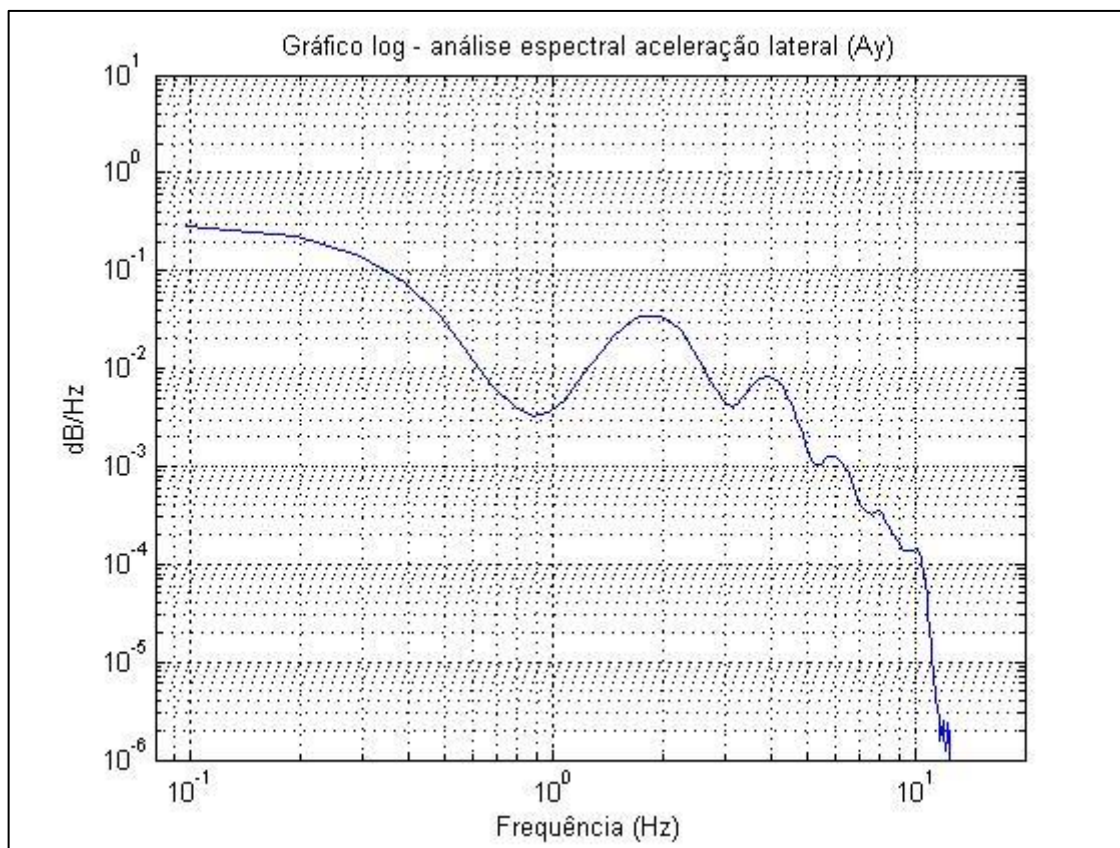


Figura 7.48 – Gráfico do PSD (Ay, condição 3)

Fonte: MatLab, 2015

As frequências fundamentais apontadas no espectro de saída da aceleração lateral são 1,855 e 4,004 Hz. Esses valores variam muito se comparados aos obtidos nas condições 1 e 2. Provavelmente os sinais de entrada não foram suficientes para excitarem os modos de interesse em alguma das condições.

A Figura 7.49 mostra a resposta na direção de guinada, Wz.

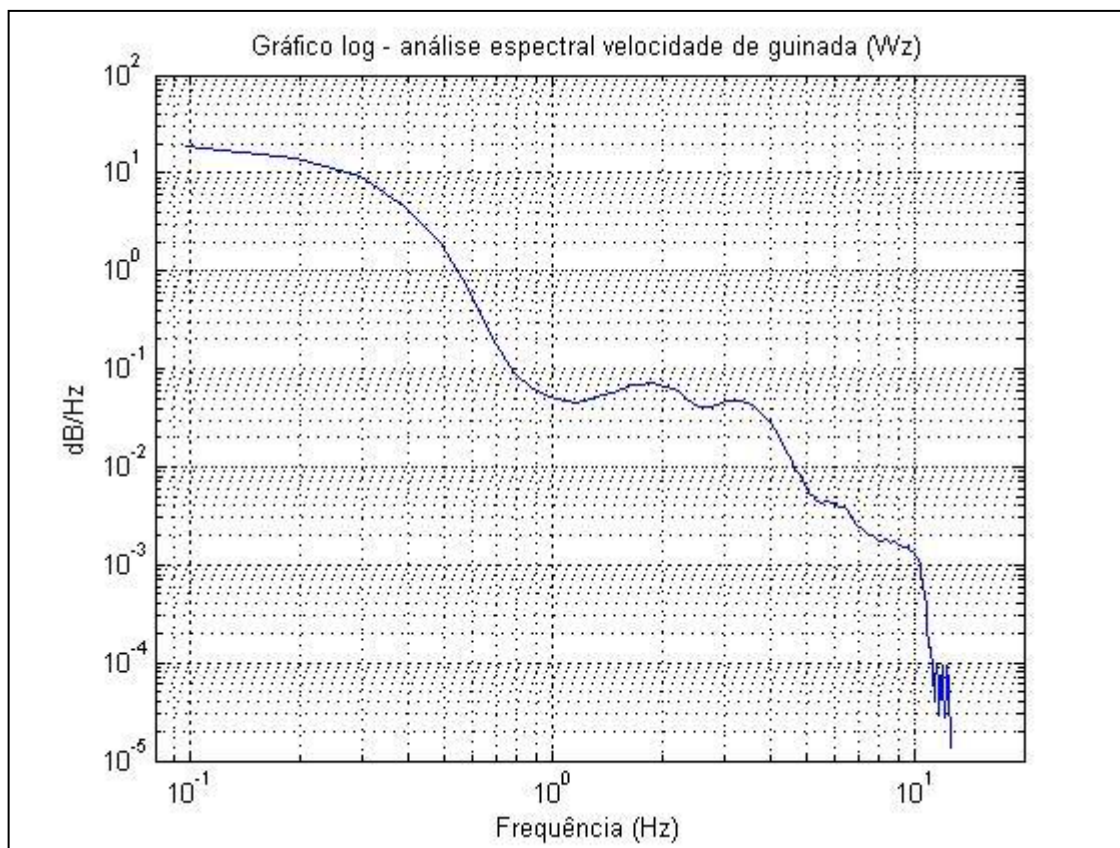


Figura 7.49 – Gráfico do PSD (Wz, condição 3)

Fonte: MatLab, 2015

Como se pode notar, similarmente ao que ocorre nas condições 1 e 2, neste espectro de Wz não é possível destacar qualquer pico que possa representar o modo fundamental de vibração nesta direção, pelos mesmos motivos expostos na condição 1.

O espectro de resposta da velocidade angular de rolagem, Wx, é apresentado pela Figura 7.50.

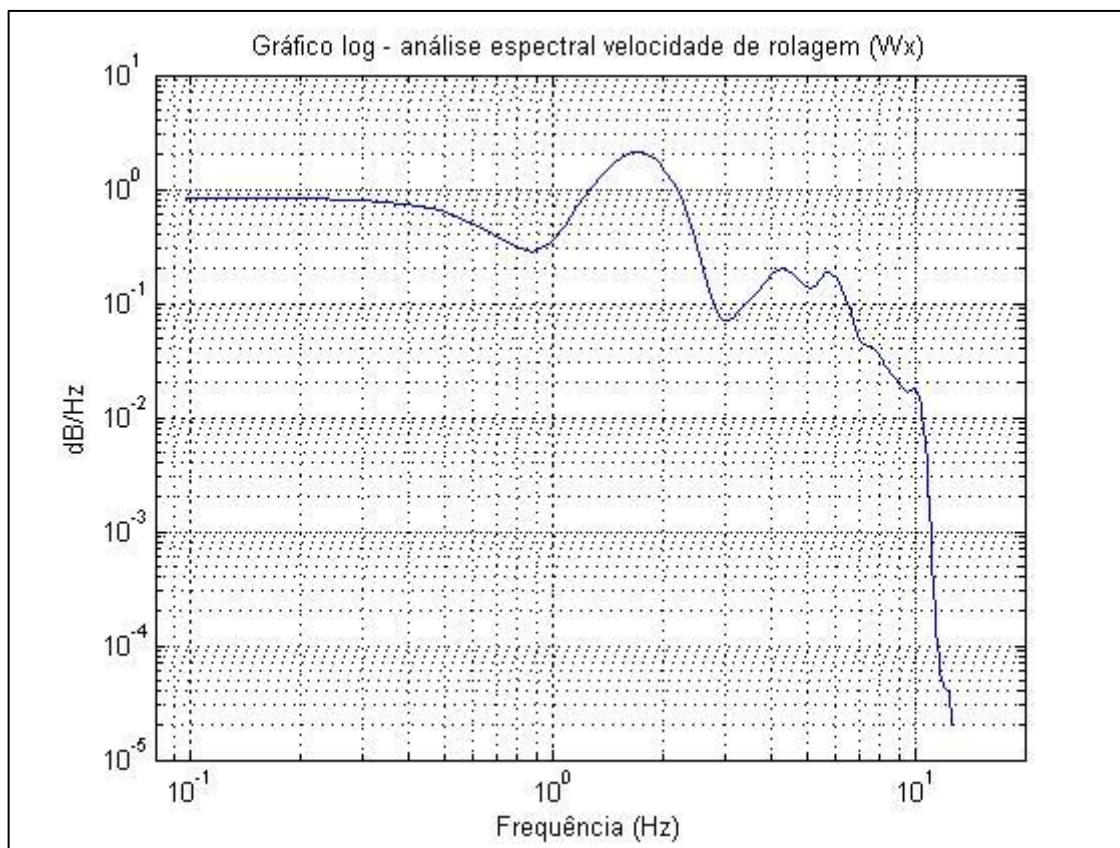


Figura 7.50 – Gráfico do PSD (Wx, condição 3)

Fonte: MatLab, 2015

Diferentemente do que ocorre nas condições 1 e 2, não é possível a visualização de um modo de vibração de guinada entre as frequências de 0,6 a 1,1 Hz. Provavelmente o modo não foi excitado na frequência necessária. O primeiro pico notório ocorre na frequência natural de 1,6602 Hz.

O último espectro de saída da condição 3 é o de velocidade de arfagem, W_y , apresentado na Figura 7.51.

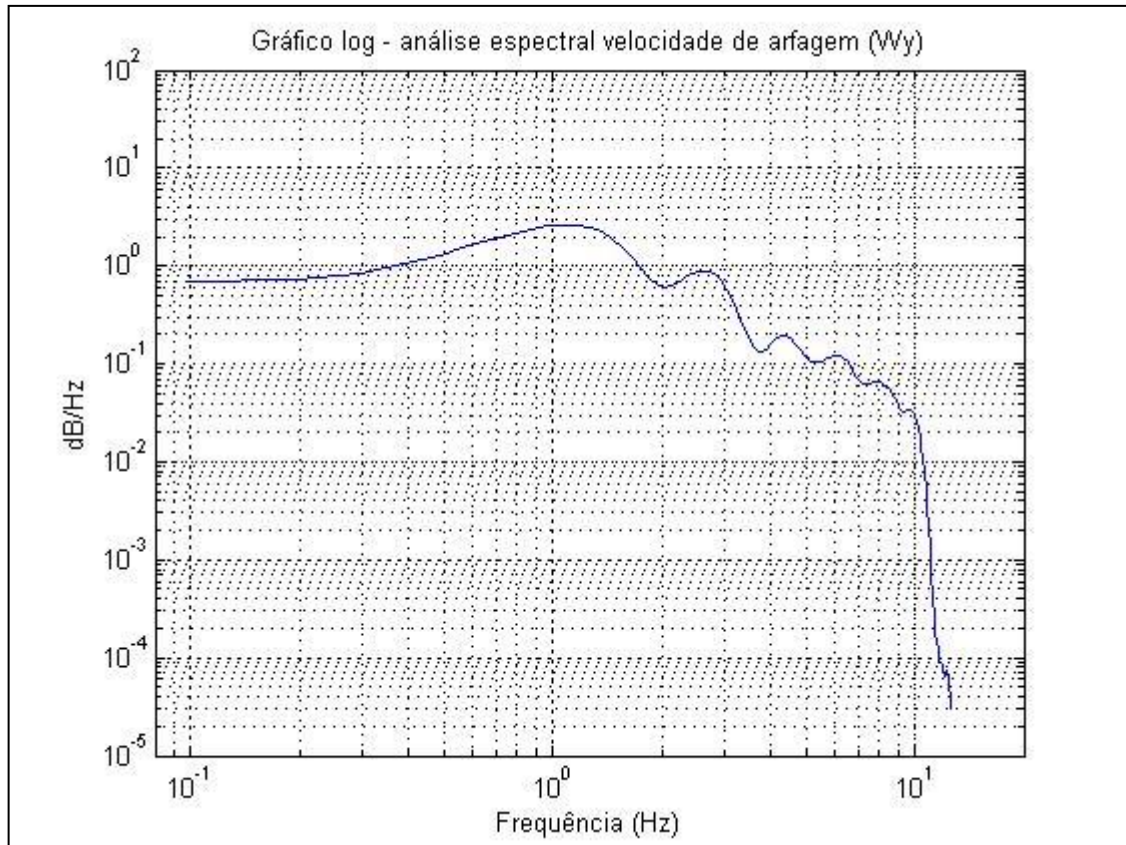


Figura 7.51 – Gráfico do PSD (Wy, condição 3)

Fonte: MatLab, 2015

Novamente, como no espectro de Wx, o primeiro pico aparece com uma frequência muito diferente em relação às condições 1 e 2. A frequência natural correspondente a este pico vale 1,0742 Hz.

7.4.4. Condição 4 – 40 km/h; 22/19 psi; 78 kg

Na condição 4, a velocidade volta a ser a mesma da condição 1, de 40 km/h e o carregamento é mantido o mesmo. Nesta condição, visa-se verificar como a variação da pressão do pneu influencia no espectro de saída e na frequência fundamental. Para isso, cada pneu foi esvaziado em 10 psi, apresentando pressão de 22 psi nos dianteiros e 19 psi nos traseiros.

A Figura 7.52 apresenta o espectro de saída da aceleração vertical, A_z , na condição 4.

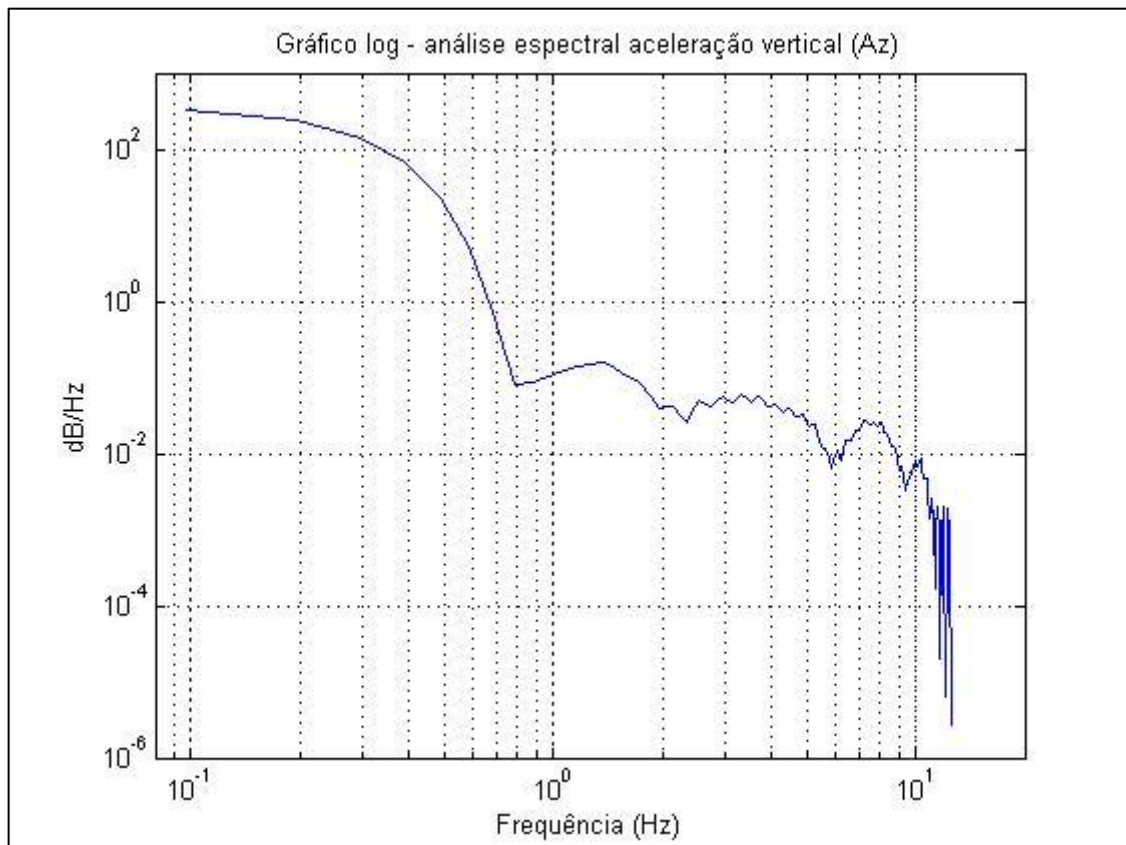


Figura 7.52 – Gráfico do PSD (A_z , condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

O primeiro modo de vibração é praticamente idêntico ao da Figura 7.24, que representa o espectro de A_z na condição 1. A frequência fundamental vale 1,3672 Hz em ambos. Apenas se percebe uma mudança significativa na curva em relação à condição 1 em frequências mais altas, que representam outros modos de vibrar.

Então, em uma primeira análise, pode-se concluir que a pressão nos pneus altera apenas os modos de vibrar em frequências mais altas na direção vertical.

Como as magnitudes do modo fundamental de vibrar são praticamente as mesmas nas condições 1 e 4, a alteração da pressão do pneu não influencia de forma significativa a amplitude da vibração transmitida na direção vertical, somente nos modos com frequências maiores, como pode ser analisado se comparada a Figura 7.24 com a Figura 7.52. Isso quer dizer que a variação na pressão dos pneus pouco influi no conforto veicular.

A Figura 7.53 apresenta a imagem ampliada do modo fundamental de vibração na direção vertical, obtido na condição 4.

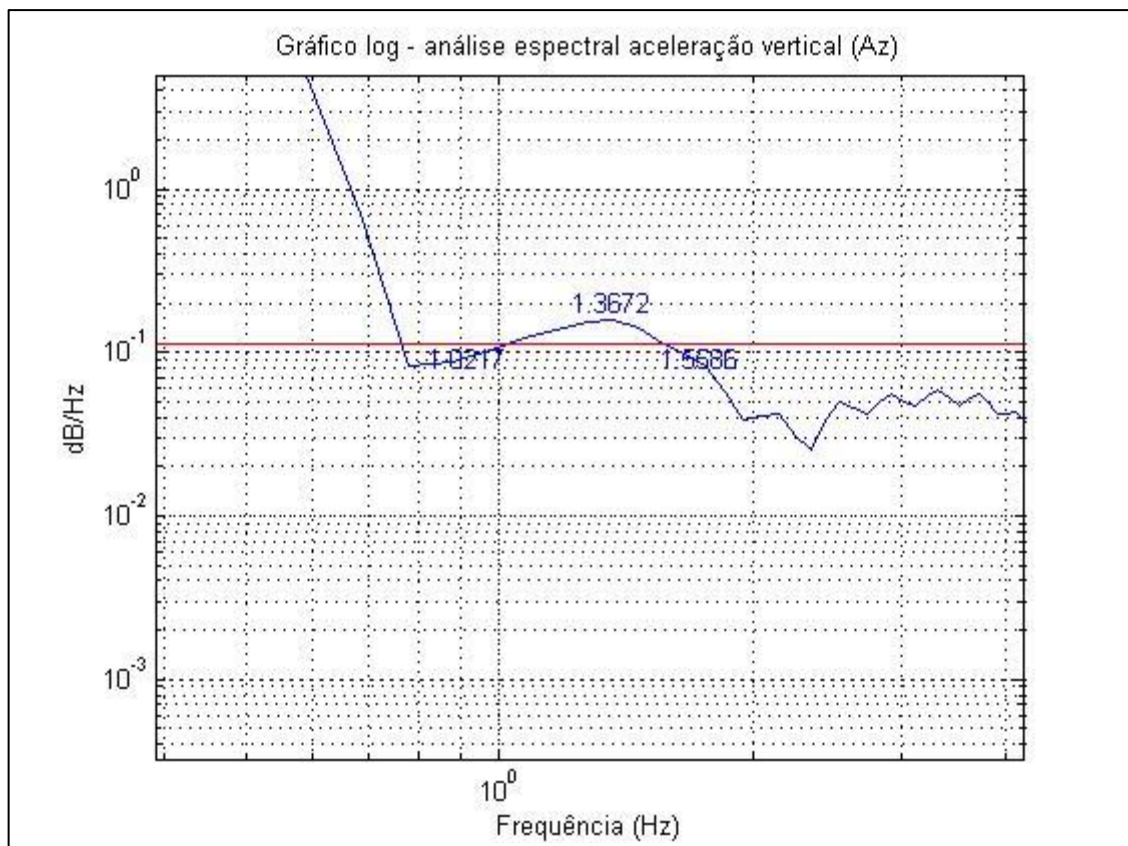


Figura 7.53 – Gráfico de meia banda de potência (Az, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores de frequência destacados, utilizando-se do método de meia banda de potência, chega-se a um fator de amortecimento de 0,1964.

A Figura 7.54 apresenta o espectro de saída da aceleração de longitudinal, referente à condição 4.

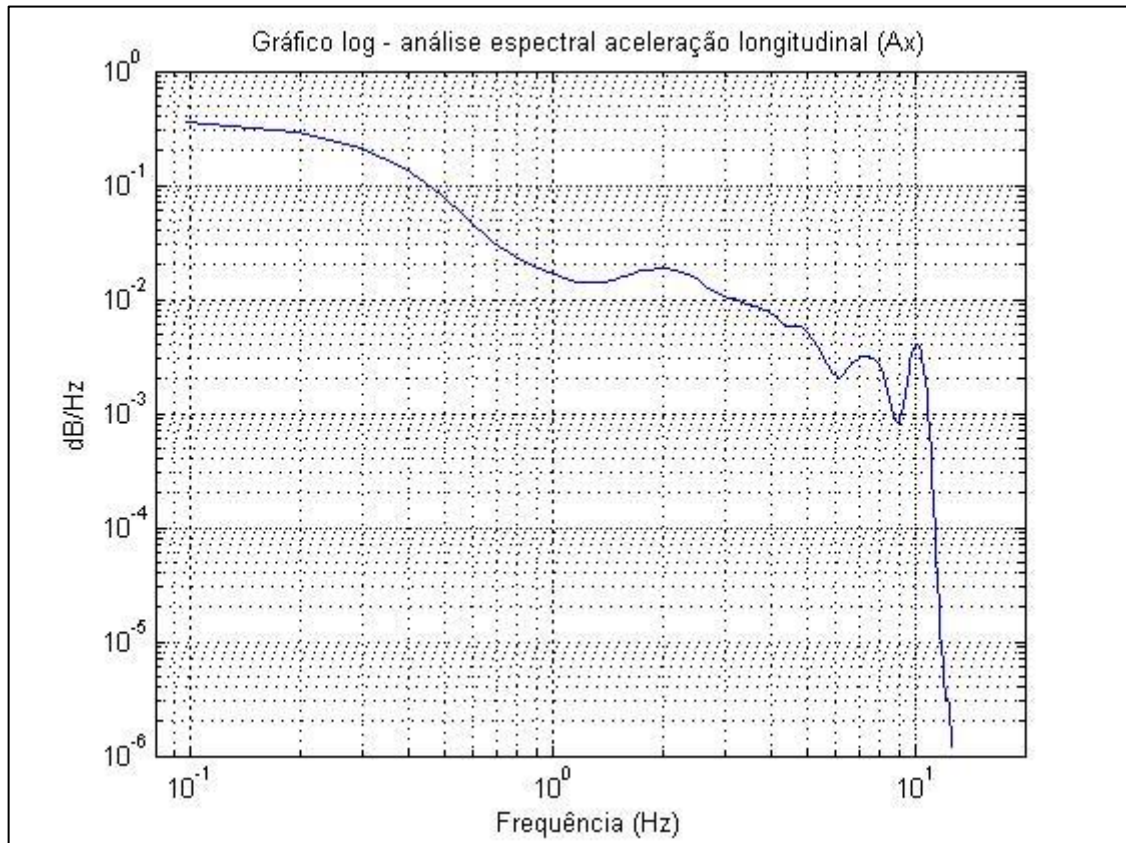


Figura 7.54 – Gráfico do PSD (Ax, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Assim como na condição 1, não há um pico notório nas frequências mais baixas no espectro de Ax. O pico de maior evidência apresenta-se na frequência de 10,06 Hz. Os gráficos de Ax nas condições 1 e 4 se comportam de forma semelhante, diferindo apenas por um pequeno valor da magnitude na frequência destacada. Isto indica que para menores pressões nos pneus, a vibração transmitida nesta direção é menor.

A Figura 7.55 apresenta o espectro de saída da aceleração lateral, Ay.

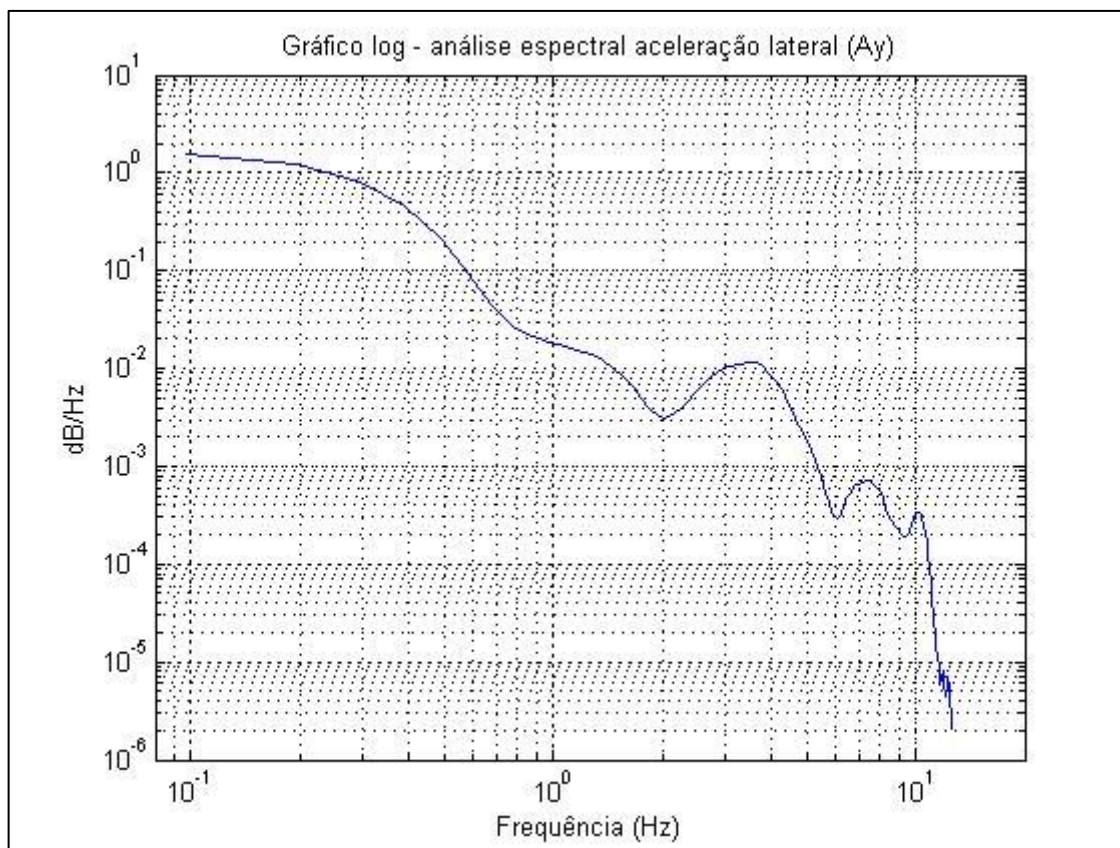


Figura 7.55 – Gráfico do PSD (Ay, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Se comparada à Figura 7.29, percebe-se que quanto maior a frequência do espectro com pressão dos pneus menor, maior a variação da magnitude, em geral, sempre diminuída. O espectro de saída de Ay da condição 4 apresenta o primeiro modo de vibrar com frequência fundamental de 3,5156 Hz, muito próxima à da condição 1. Esta mudança pode ser explicada pela variação da pressão do pneu, alterando ligeiramente a frequência natural.

A Figura 7.56 apresenta a imagem ampliada do modo fundamental de vibração na direção vertical, obtido na condição 4.

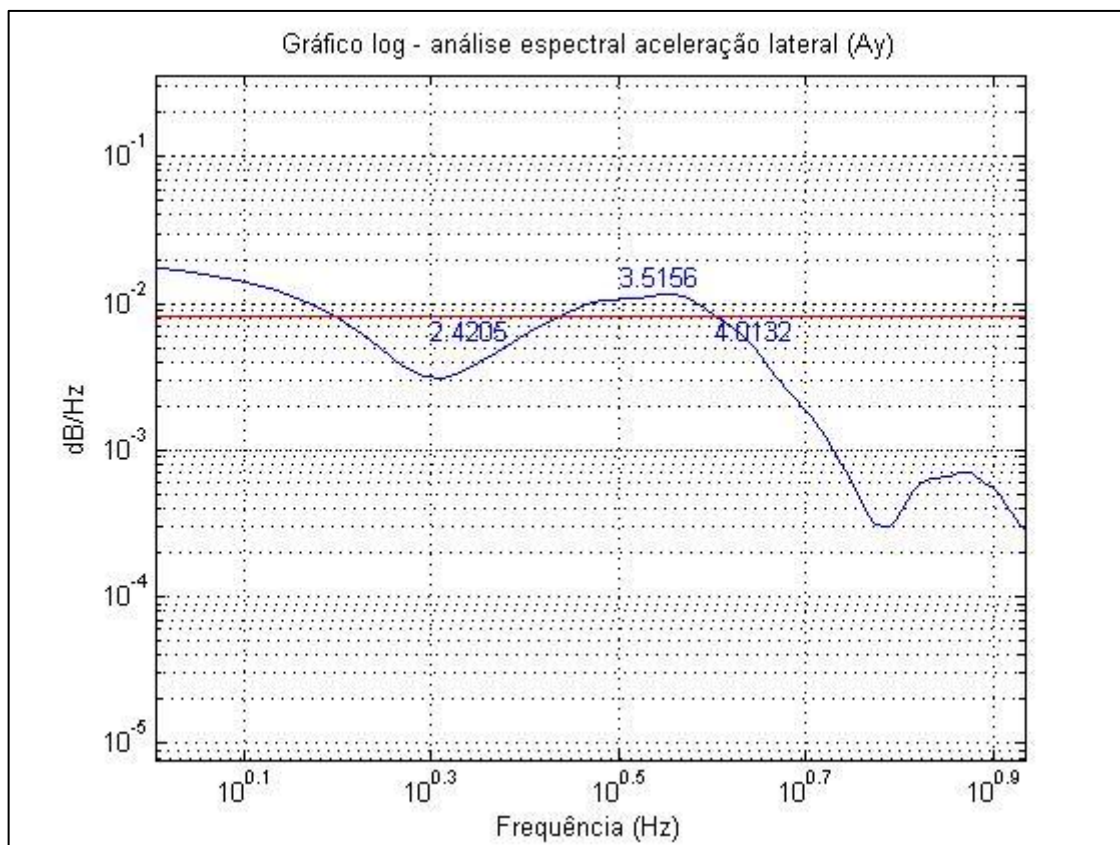


Figura 7.56 – Gráfico de meia banda de potência (Ay, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores das frequência de interesse para o cálculo do fator de amortecimento pelo método de meia banda de potência, chega-se a um valor de 0,2265.

A Figura 7.57 apresenta o PSD da velocidade de guinada, Wz.

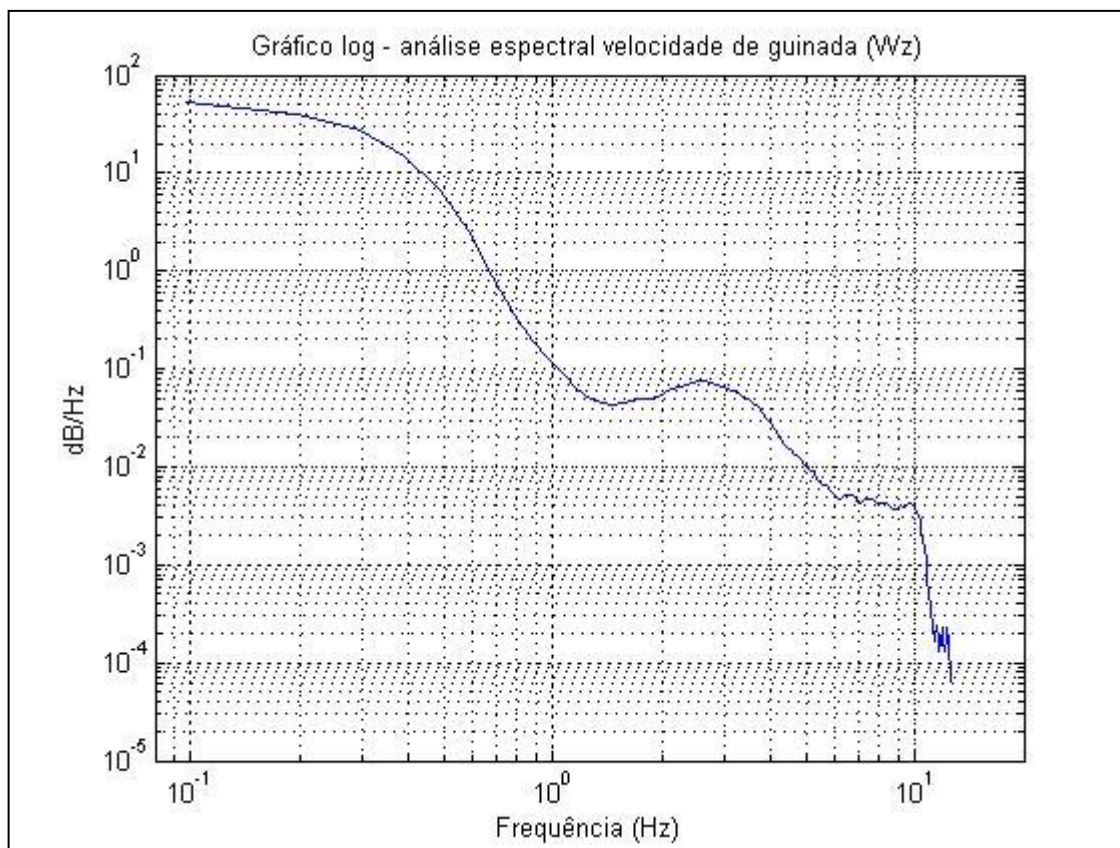


Figura 7.57 – Gráfico do PSD (Wz, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

A Figura 7.57, diferentemente do que ocorre em todas as condições anteriores, apresenta um pico que pode ser um dos modos de vibrar na direção de guinada, na frequência de 2,5391 Hz. Entretanto, como nas outras condições não foi possível identificar qualquer frequência natural para Wz, nada será concluído em relação a esta direção. Se as curvas de Wz nas próximas condições apresentarem picos semelhantes, deve-se reconsiderar essa inconclusividade.

Na Figura 7.58 pode-se visualizar o espectro de saída da velocidade angular de rolagem, Wx.

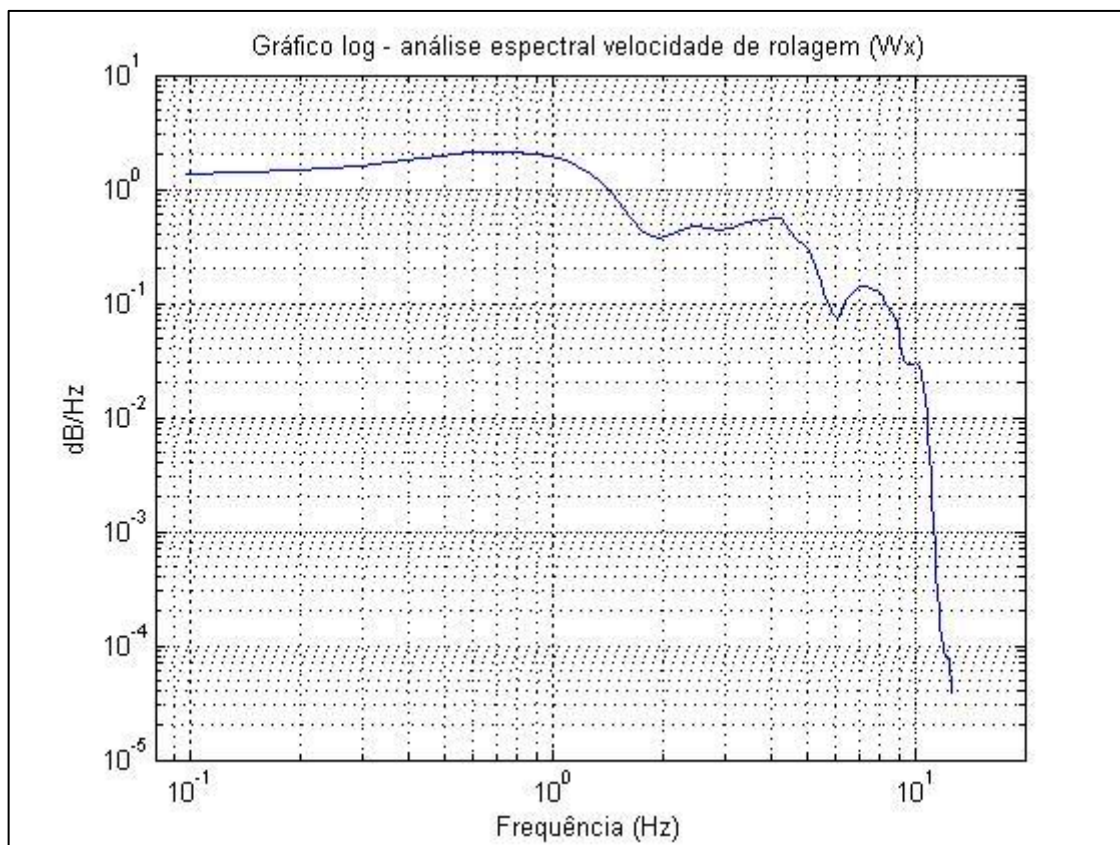


Figura 7.58 – Gráfico do PSD (Wx, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Mais uma vez, o espectro da saída nas condições 1 e 4 são muito semelhantes. Ainda, pode-se notar que quanto maior a frequência na condição 4, maior é a redução de magnitude em relação à condição 1. Este comportamento se mostra presente em todos os espectros analisados até então, quando considerada somente a redução da pressão interna do pneu como parâmetro variado. A frequência fundamental de Wx na condição 4 vale 0,68359 Hz, a mesma da condição 1.

A imagem ampliada do modo fundamental de vibração na direção de rolagem na condição 4 é apresentada na Figura 7.59.

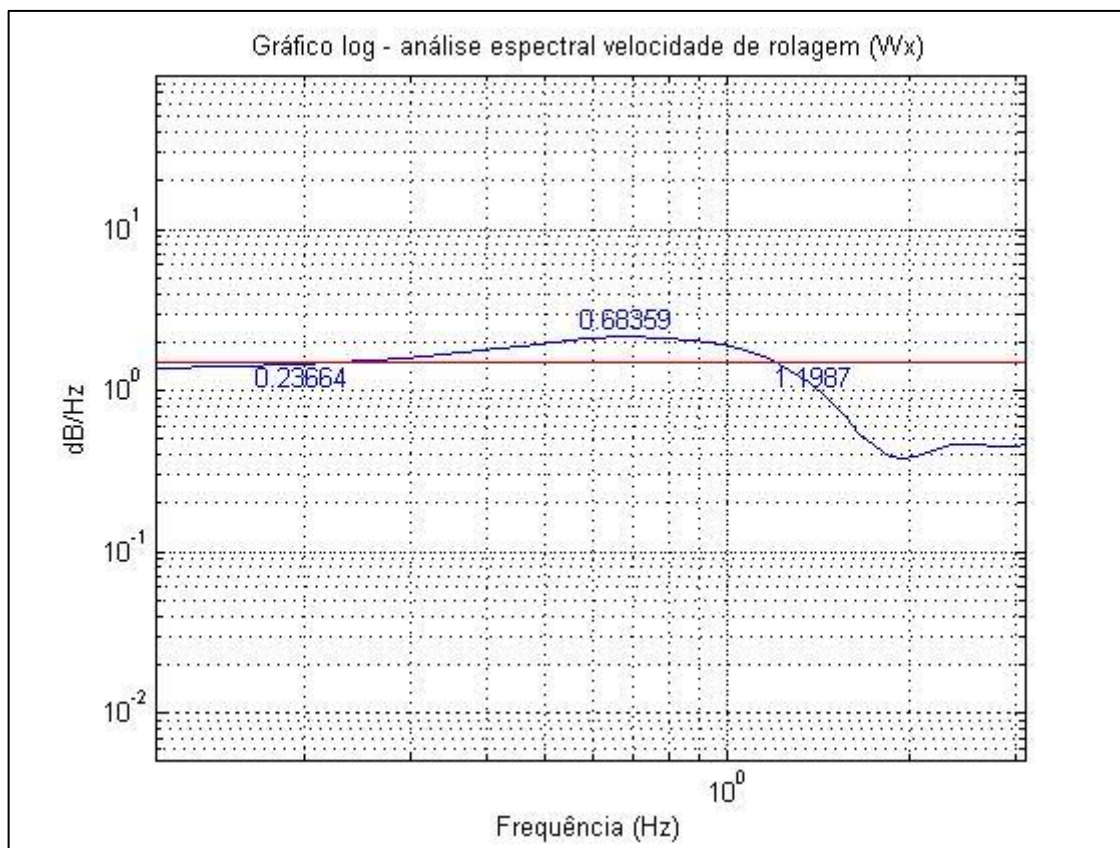


Figura 7.59 – Gráfico de meia banda de potência (Wx, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Utilizando-se as frequências destacadas, chega-se a um fator de amortecimento de 0,7037.

O espectro de saída da velocidade de arfagem, Wy, é o último apresentado para a condição 4, e pode ser visualizado na Figura 7.60.

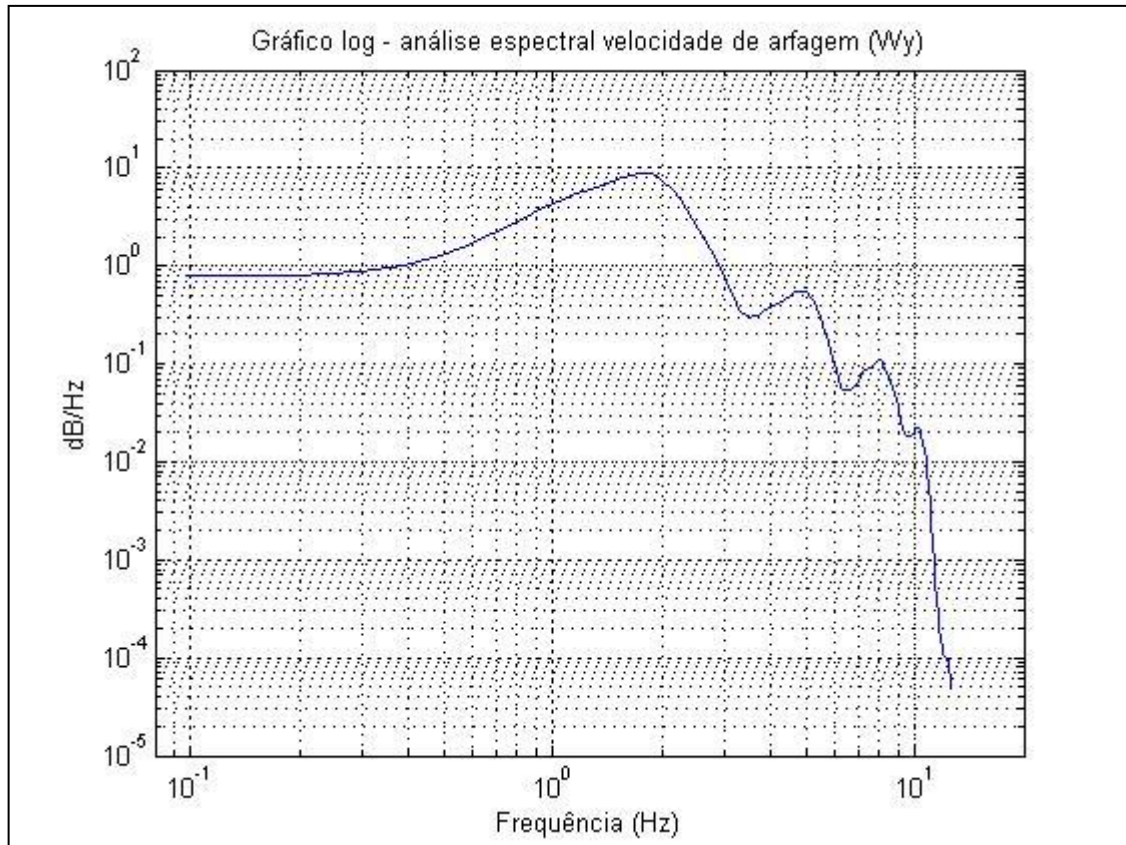


Figura 7.60 – Gráfico do PSD (Wy, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Como era de se esperar, este espectro é semelhante ao correspondente na condição 1. A frequência fundamental é igual nos dois casos, valendo 1,7578 Hz.

A imagem ampliada contendo o modo fundamental de vibrar na direção de arfagem pode ser vista na Figura 7.61. Ela contém os valores de frequência necessários para se calcular o fator de amortecimento pelo método da meia banda de potência.

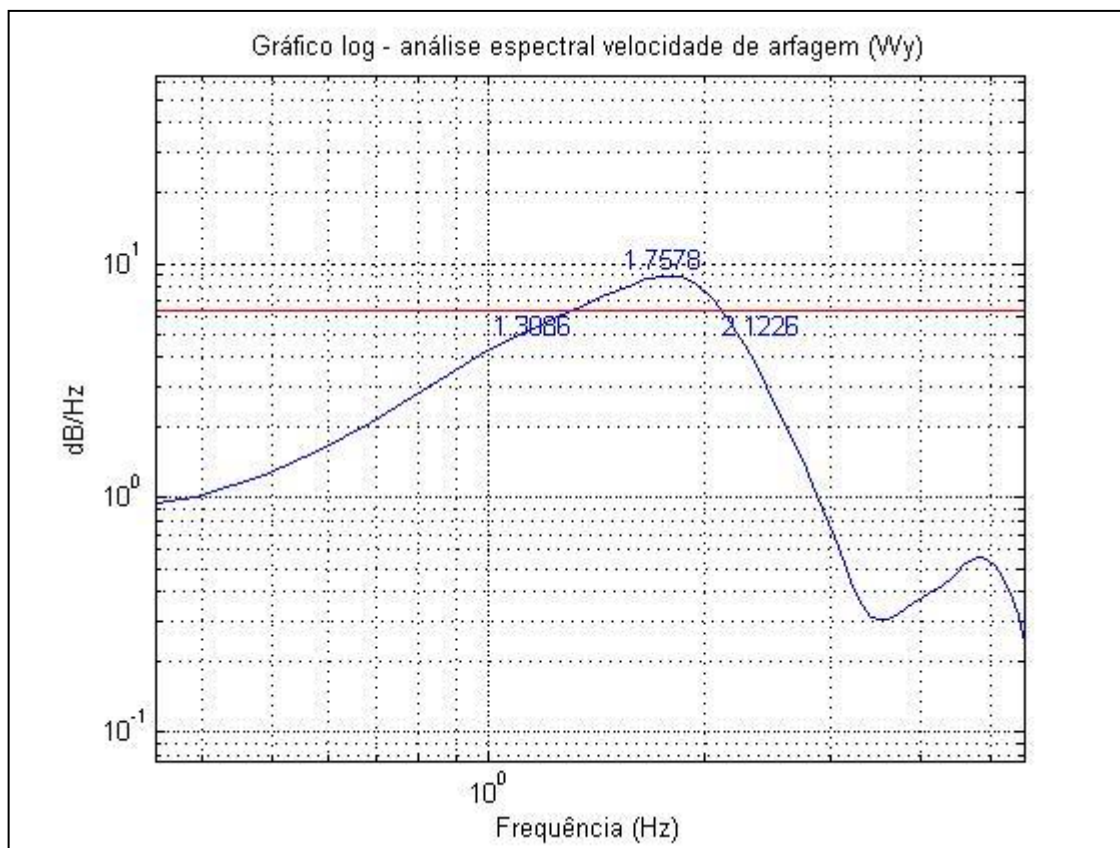


Figura 7.61 – Gráfico de meia banda de potência (Wy, condição 4)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores de frequência apresentados na Figura 7.61, chega-se a um fator de amortecimento de 0,2315.

7.4.5. Condição 5 – 60 km/h; 22/19 psi; 78 kg

Na condição 5, a velocidade e o carregamento são iguais aos da condição 2. Nesta condição, assim como na anterior, visa-se verificar como a variação da pressão do pneu influencia no espectro de saída e na frequência fundamental. Para isso, cada pneu foi esvaziado em 10 psi, apresentando pressão de 22 psi nos dianteiros e 19 psi nos traseiros.

A Figura 7.62 apresenta o espectro de saída da aceleração vertical, A_z , na condição 5.

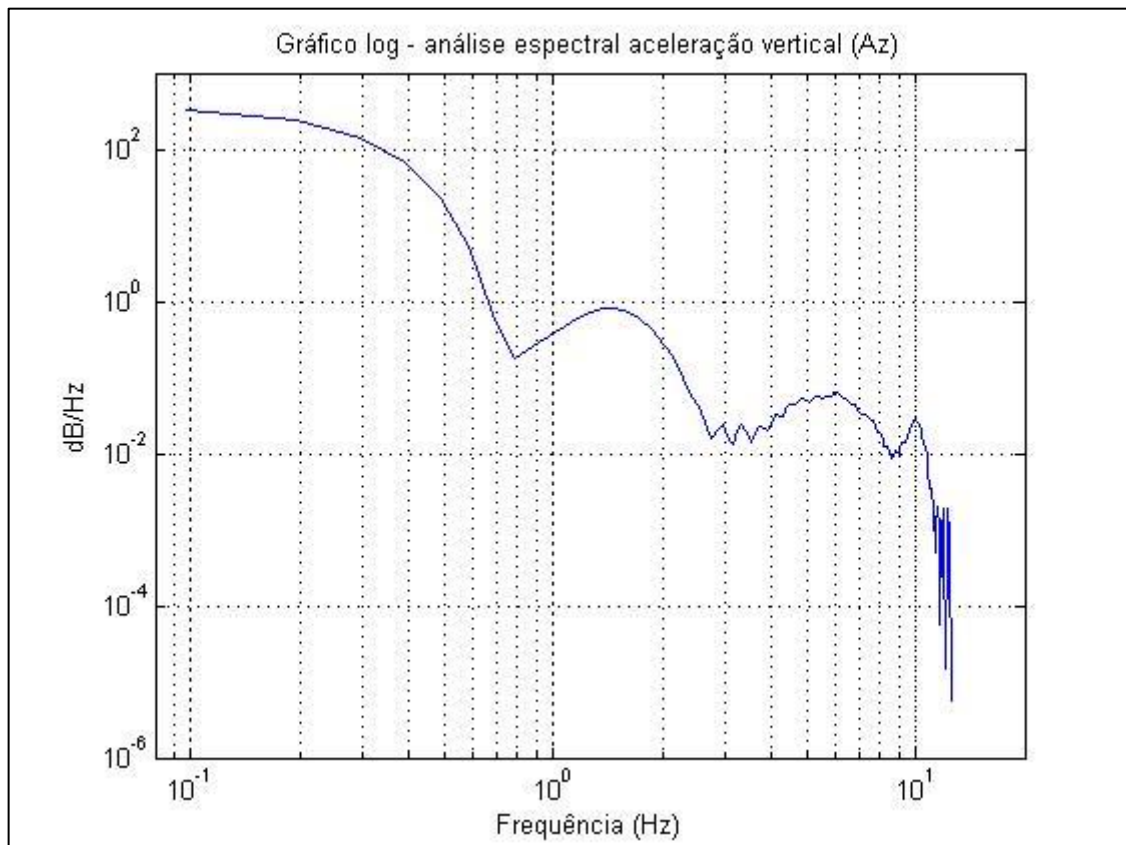


Figura 7.62 – Gráfico do PSD (A_z , condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

O primeiro modo de vibrar na direção vertical na condição 5 é muito parecido ao da condição 2. A frequência fundamental vale 1,4648 Hz nas duas condições. A mudança do espectro entre as duas condições só é perceptível em frequências mais

altas. Então, novamente, pode-se concluir que a pressão nos pneus altera apenas os modos de vibrar em frequências mais altas na direção Z.

Como as magnitudes do modo fundamental de vibrar são praticamente as mesmas nas condições 2 e 5, a alteração da pressão do pneu não influencia de forma significativa a amplitude da vibração transmitida na direção vertical, apenas ratificando o que já foi concluído na condição 4.

A Figura 7.63 apresenta a imagem ampliada do modo fundamental de vibração de Az na condição 5.

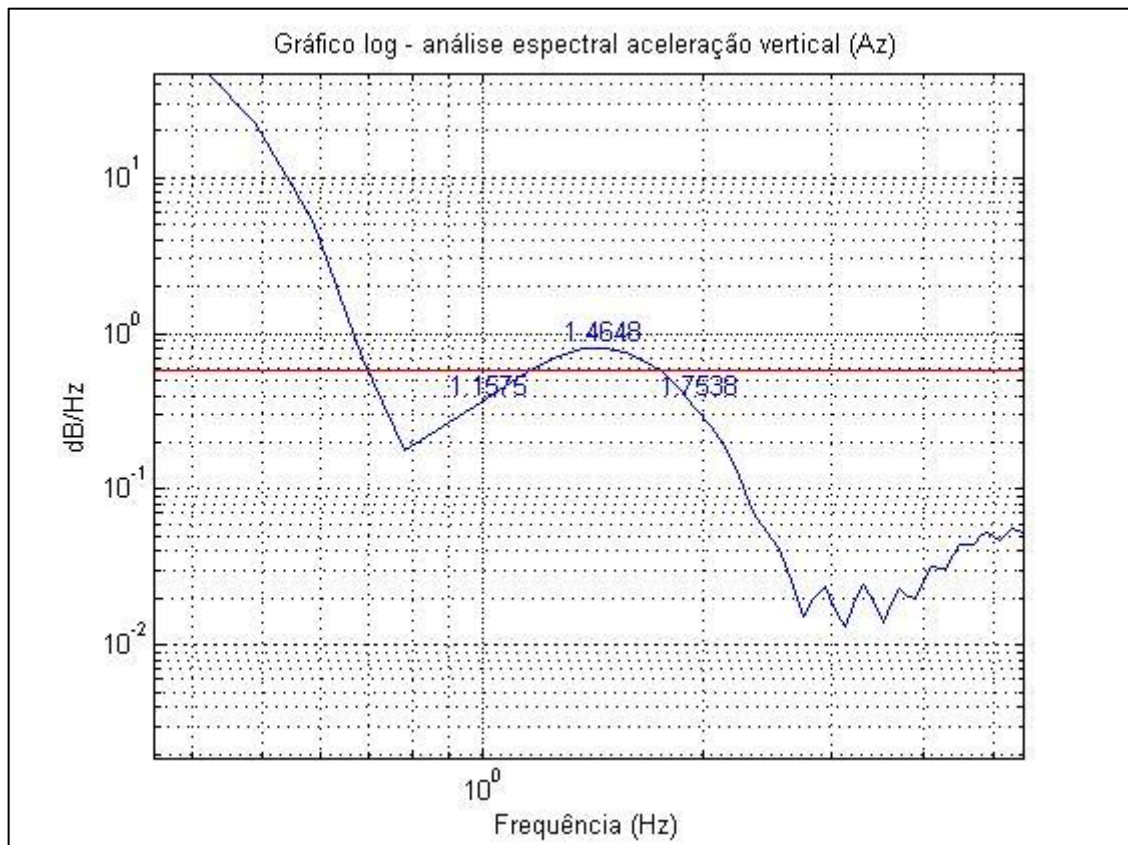


Figura 7.63 – Gráfico de meia banda de potência (Az, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

Com as frequências necessárias para o cálculo do fator de amortecimento obtidos, pelo método da meia banda de potência chega-se ao valor de 0,2035.

A Figura 7.64 apresenta o espectro de saída da aceleração de longitudinal, referente à condição 5.

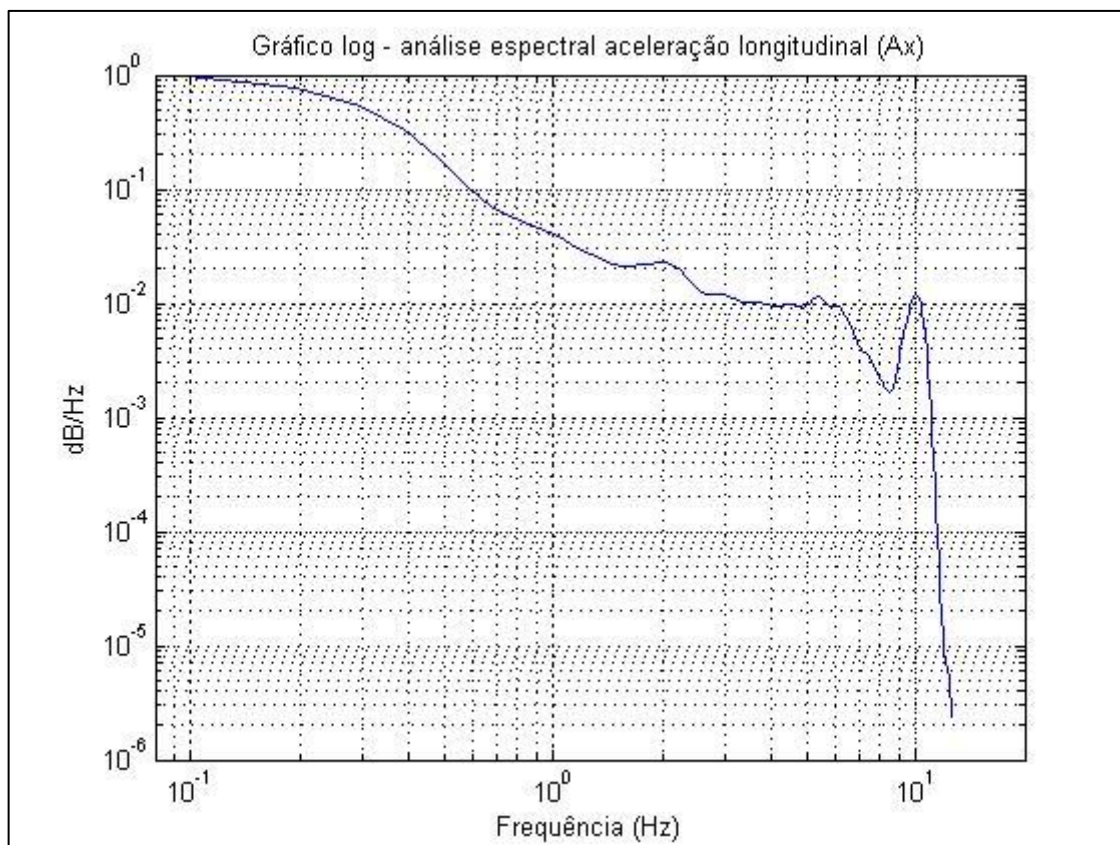


Figura 7.64 – Gráfico do PSD (Ax, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

Como já esperado, uma vez que ocorreu em todas as condições anteriores, o único pico notório no espectro de saída de Ax é em uma frequência alta, que vale 10,06 Hz. Como este modo de vibrar é recorrente em todas as condições, muito provavelmente é o modo fundamental longitudinal.

Pode-se notar que com os pneus mais murchos, a magnitude do espectro de saída de Ax é ligeiramente menor no modo fundamental, portanto, a aceleração transmitida possui amplitude menor.

A Figura 7.65 representa o espectro da aceleração lateral, Ay, obtido na condição 5.

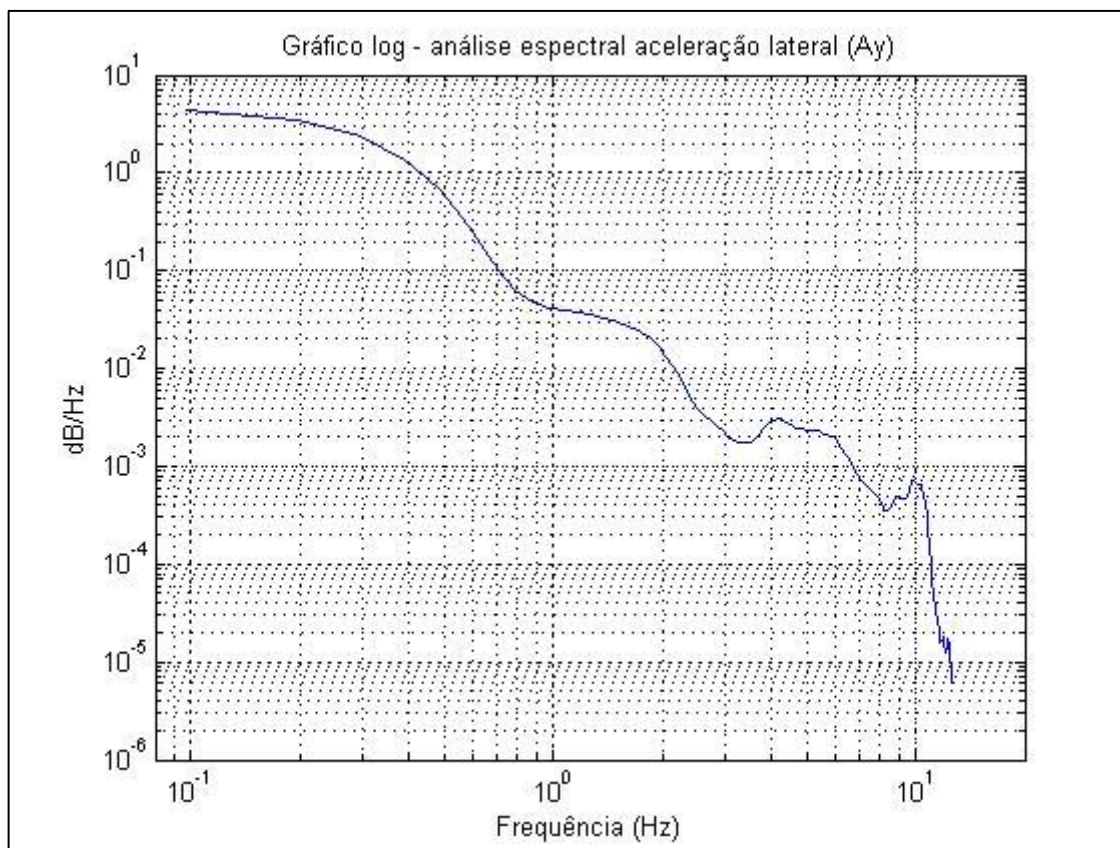


Figura 7.65 – Gráfico do PSD (Ay, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

O PSD de saída da aceleração lateral não revela muito. Não existe um pico bem definido, então não será tirada qualquer conclusão desta curva. Provavelmente as entradas não excitaram os modos de vibrar na frequência necessária e estes modos não apareceram na saída.

Na Figura 7.66 pode-se visualizar o espectro da velocidade de guinada obtido na condição 5.

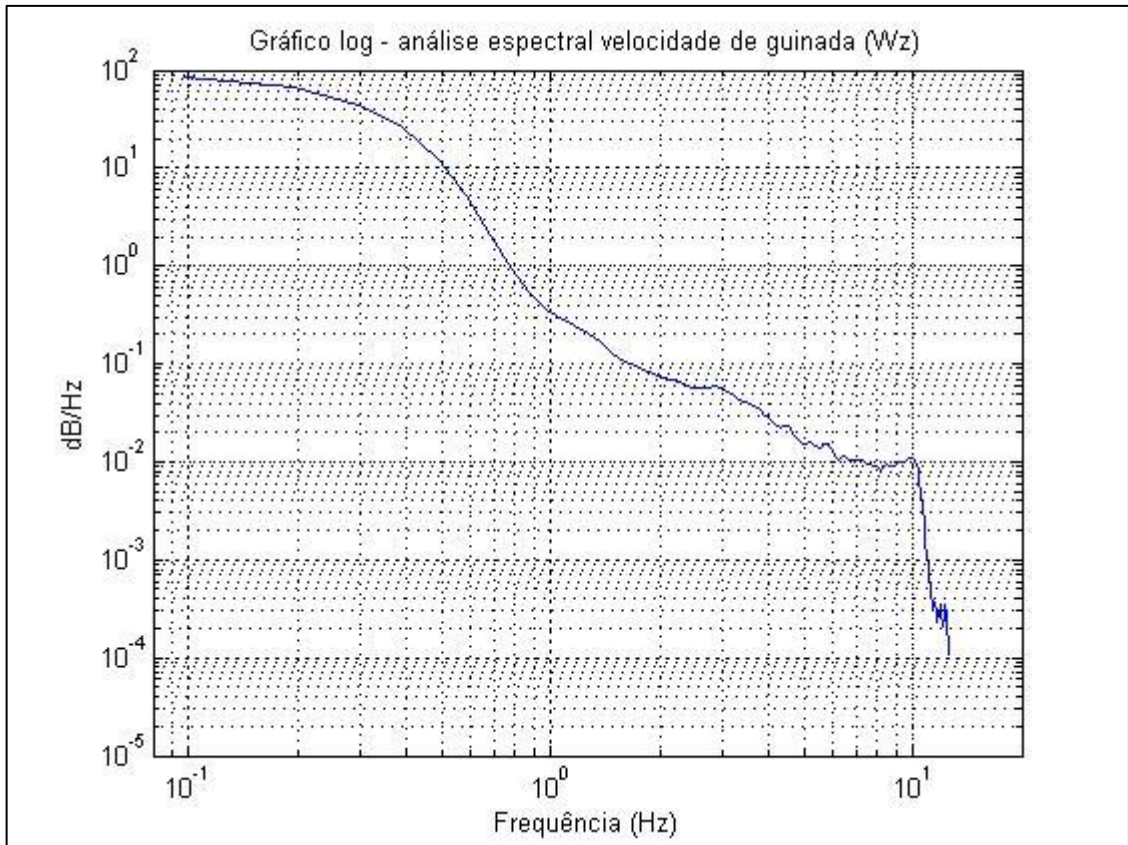


Figura 7.66 – Gráfico do PSD (Wz, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

Como em todas as condições anteriores, não se pode obter muitas informações do espectro de saída da velocidade angular Wz, pelos mesmos motivos já apresentados na condição 1.

O PSD de saída de Wx é apresentado na Figura 7.67.

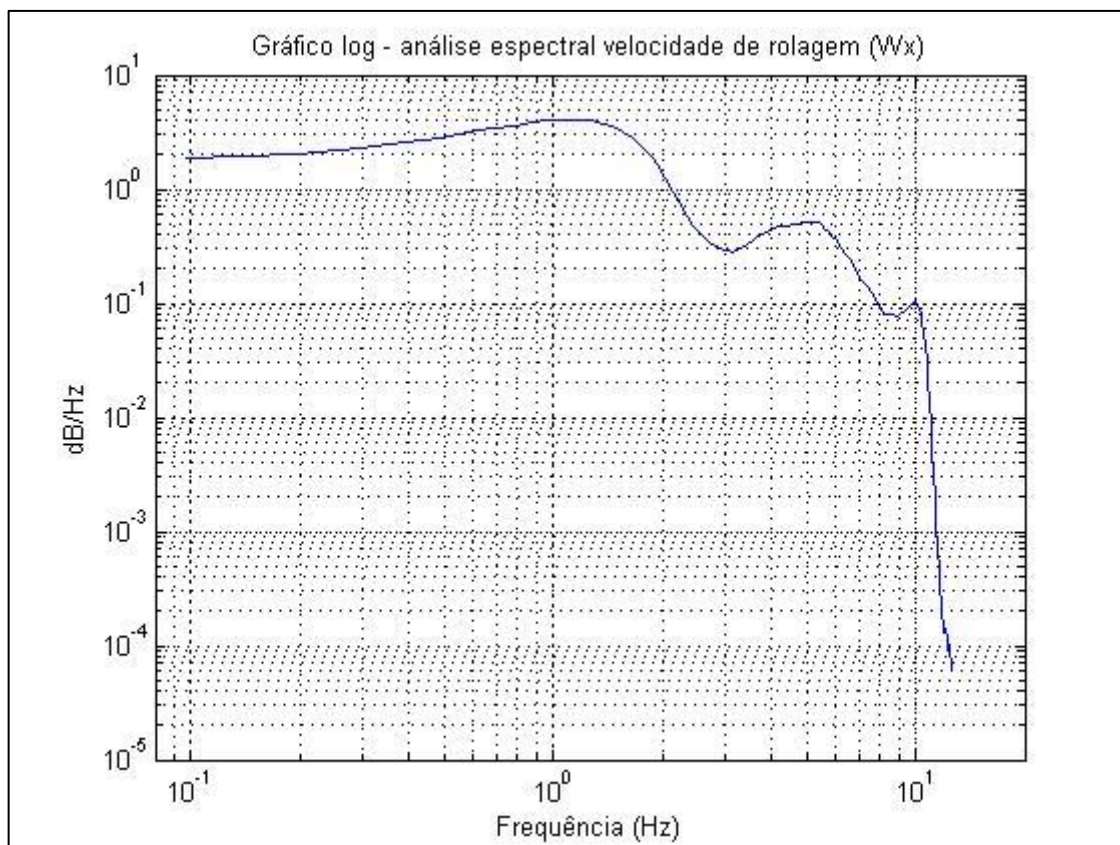


Figura 7.67 – Gráfico do PSD (Wx, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

O espectro da saída de Wx nas condições 2 e 5 são muito parecidos. Há uma maior redução na magnitude das velocidades da condição 5, quanto maior for a frequência, se comparado à condição 2. A frequência fundamental de Wx na condição 5 vale 1,0742 Hz, a mesma da condição 2.

A imagem ampliada do modo fundamental de vibração na direção de rolagem na condição 5 é apresentada na Figura 7.68.

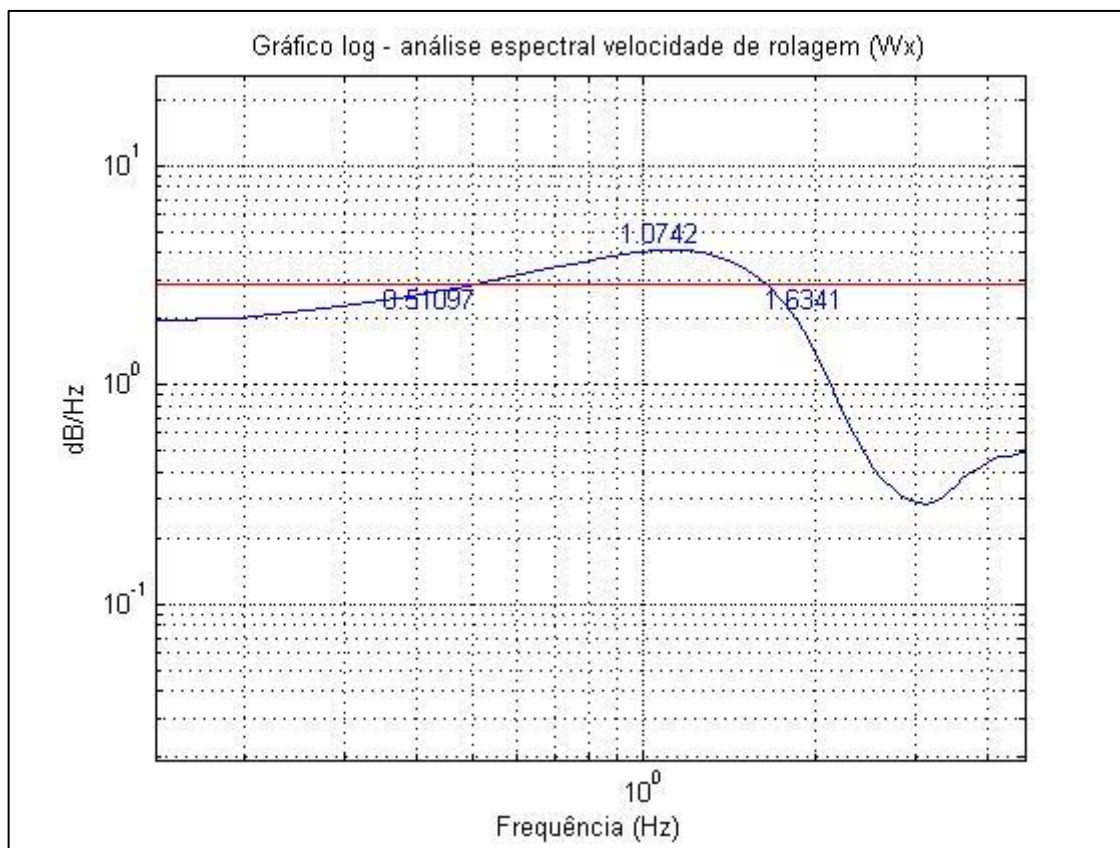


Figura 7.68 – Gráfico de meia banda de potência (Wx, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

O fator de amortecimento pode ser calculado pelo método de meia banda de potência e vale 0,5228.

Por último, é apresentado o PSD de saída da velocidade de arfagem. Pode-se visualizar este espectro na Figura 7.69.

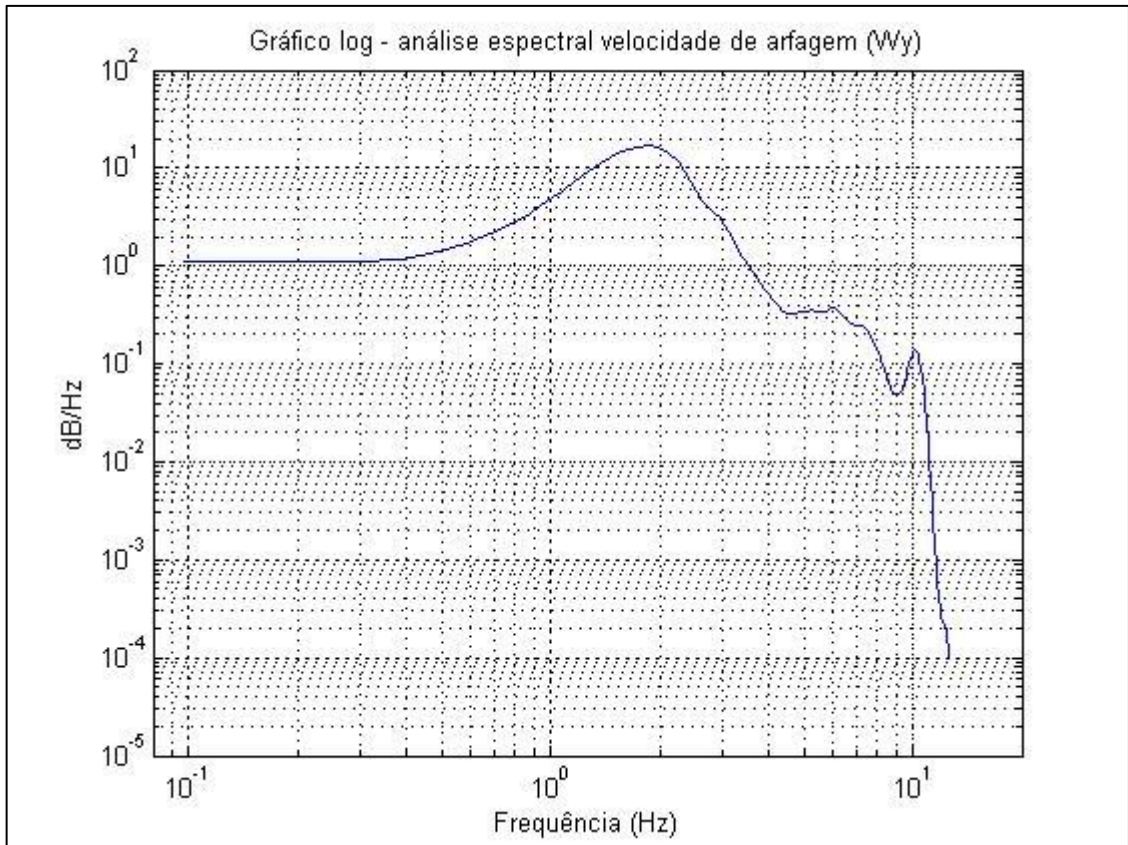


Figura 7.69 – Gráfico do PSD (Wy, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

Como era de se esperar, este espectro é semelhante ao correspondente na condição 2, com a frequência fundamental valendo 1,8555 Hz nos dois casos.

A Figura 7.70 apresenta a imagem ampliada com o modo fundamental de vibrar na direção de arfagem. Ela contém os valores de frequência necessários para o cálculo do fator de amortecimento pelo método da meia banda de potência.

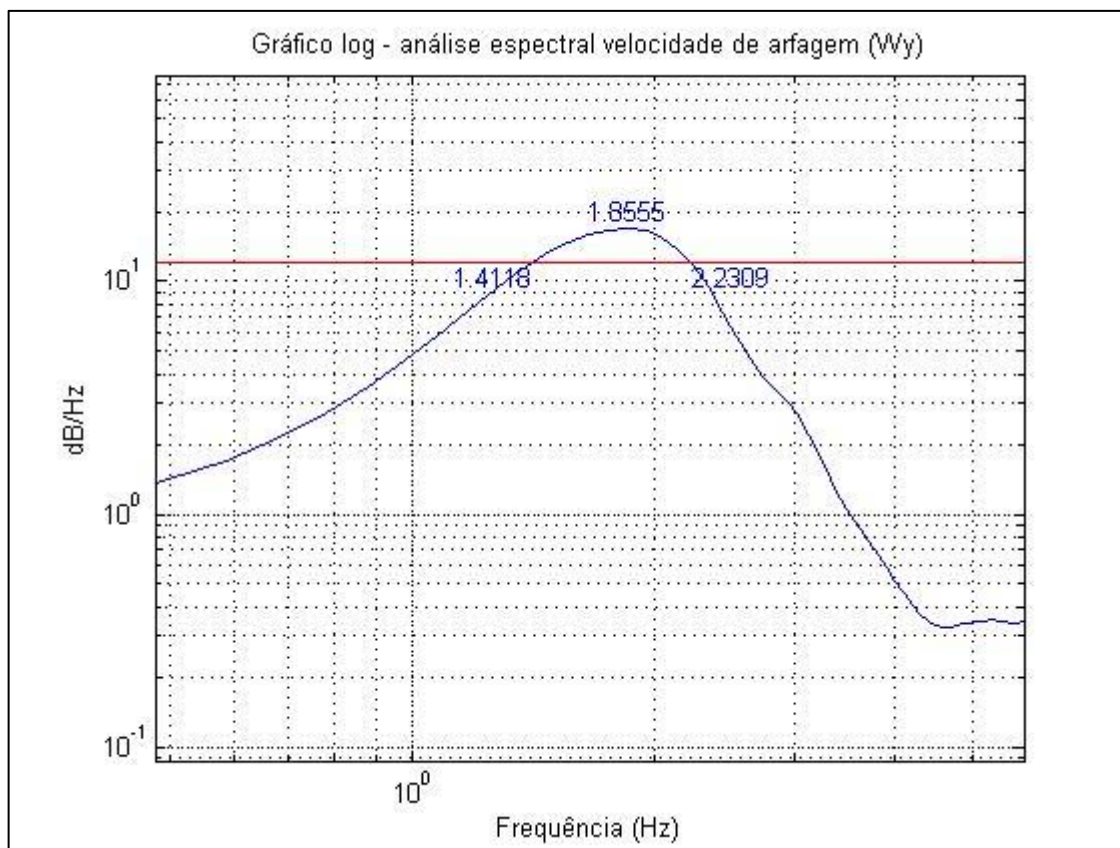


Figura 7.70 – Gráfico de meia banda de potência (Wy, condição 5)

Fonte: MatLab, 2015

Por meio das frequências em destaque na Figura 7.70, chega-se a um fator de potência de 0,2207.

7.4.6. Condição 6 – 60 km/h; 22/19 psi; 78 kg

Na condição 6, a velocidade e o carregamento são iguais aos da condição 3, mas a pressão nos pneus é de 22 psi nos dianteiros e 19 psi nos traseiros.

A Figura 7.71 apresenta o espectro de saída da aceleração vertical, A_z , obtido na condição 6.

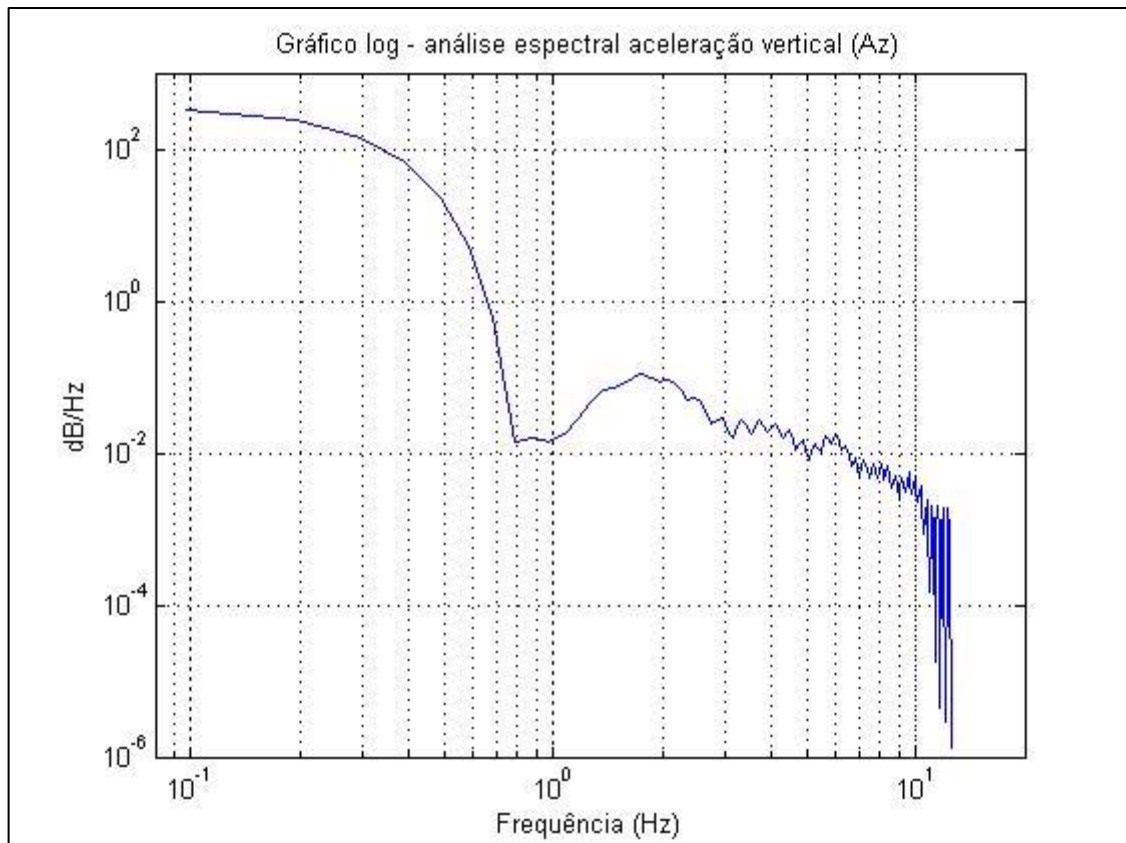


Figura 7.71 – Gráfico do PSD (A_z , condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

Na Figura 7.71, pode-se observar um pico representando o primeiro modo de vibrar na direção vertical, com a frequência natural no valor de 1,7578 Hz, igual à da condição 3.

A Figura 7.72 mostra o primeiro pico do espectro de A_z na condição 6 ampliado.

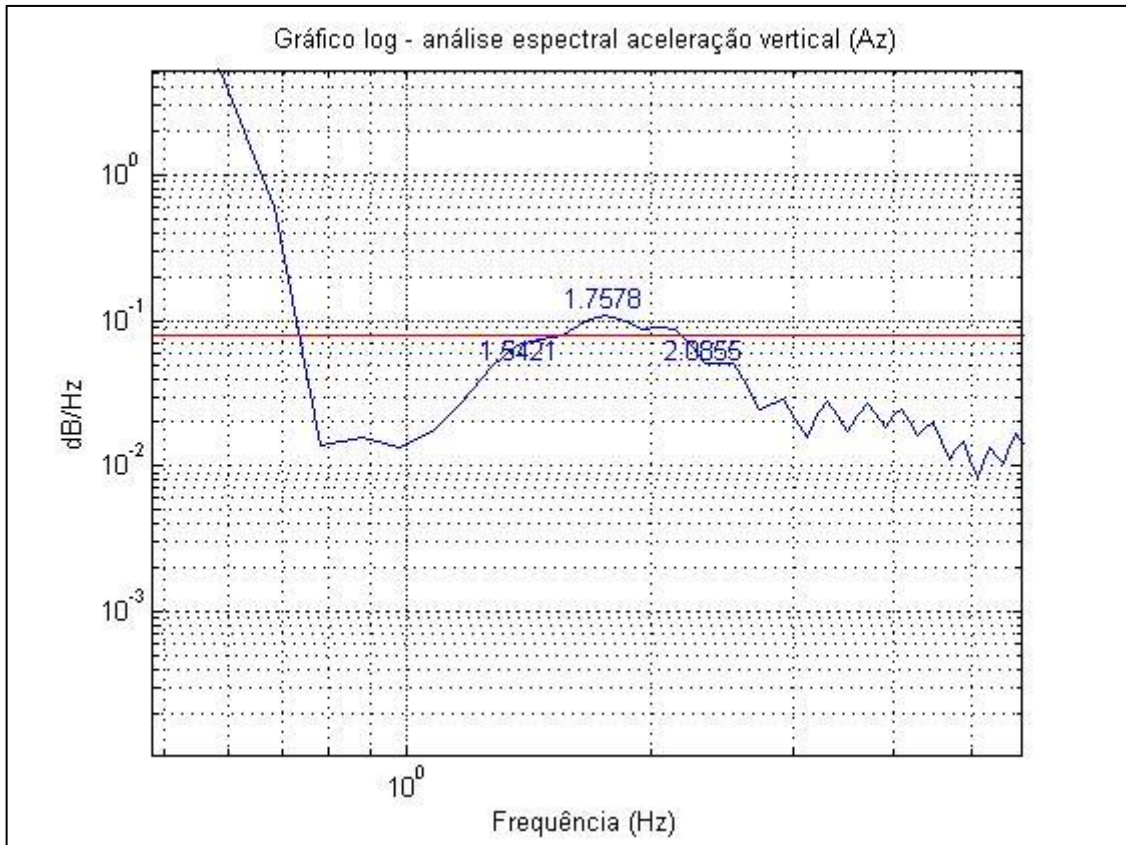


Figura 7.72 – Gráfico de meia banda de potência (Az, condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

Com auxílio da Figura 7.72, chega-se a um fator de amortecimento de 0,1546. Entretanto, como na condição 3, não se pode afirmar que este fator seja do modo fundamental de vibração vertical pois o valor deveria ser igual ou próximo dos das condições anteriores.

O espectro de saída da aceleração longitudinal, Ax, pode ser observado na Figura 7.73.

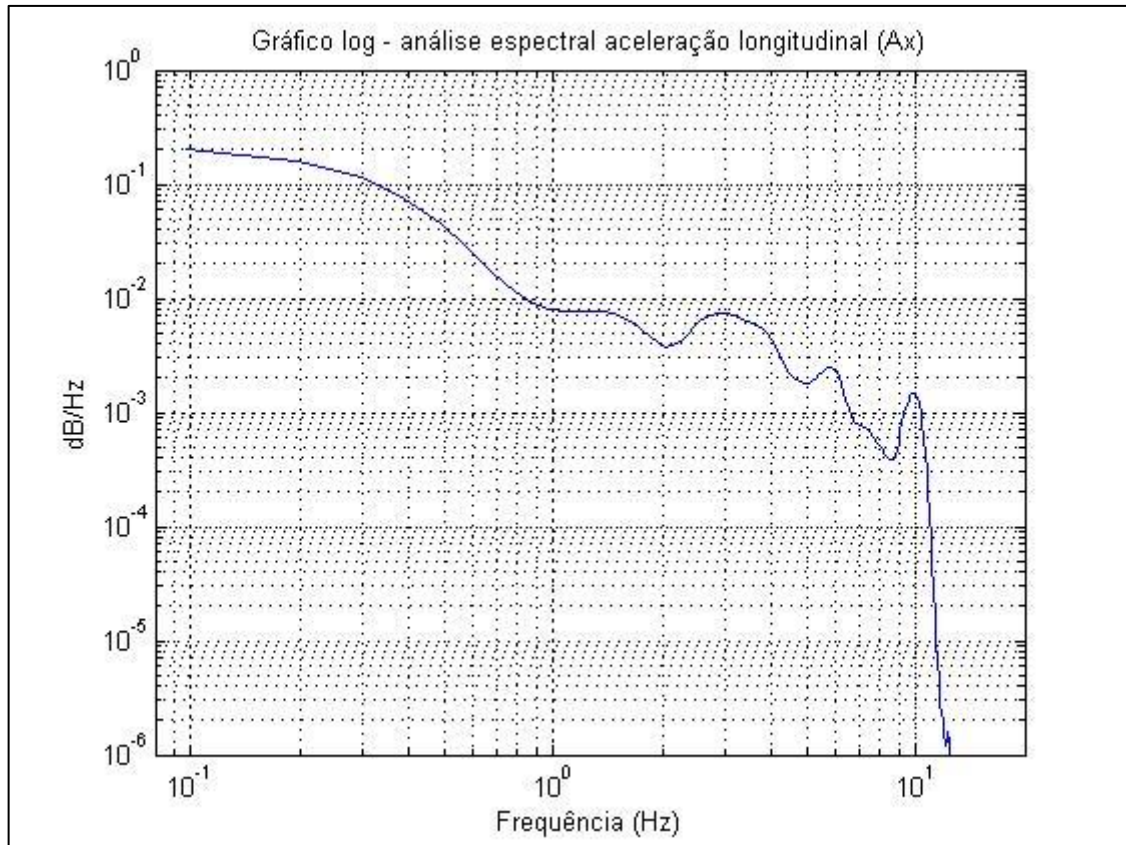


Figura 7.73 – Gráfico do PSD (Ax, condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

Como aconteceu nas outras cinco condições, não se pode afirmar qual pico representa o modo fundamental. Mais uma vez, existe um pico relevante na frequência de 9,961 Hz, valor próximo ao das condições anteriores, mas não se pode tirar qualquer conclusão.

Já na Figura 7.74, que representa o espectro de aceleração lateral, A_y , pode-se ver o primeiro modo de vibrar.

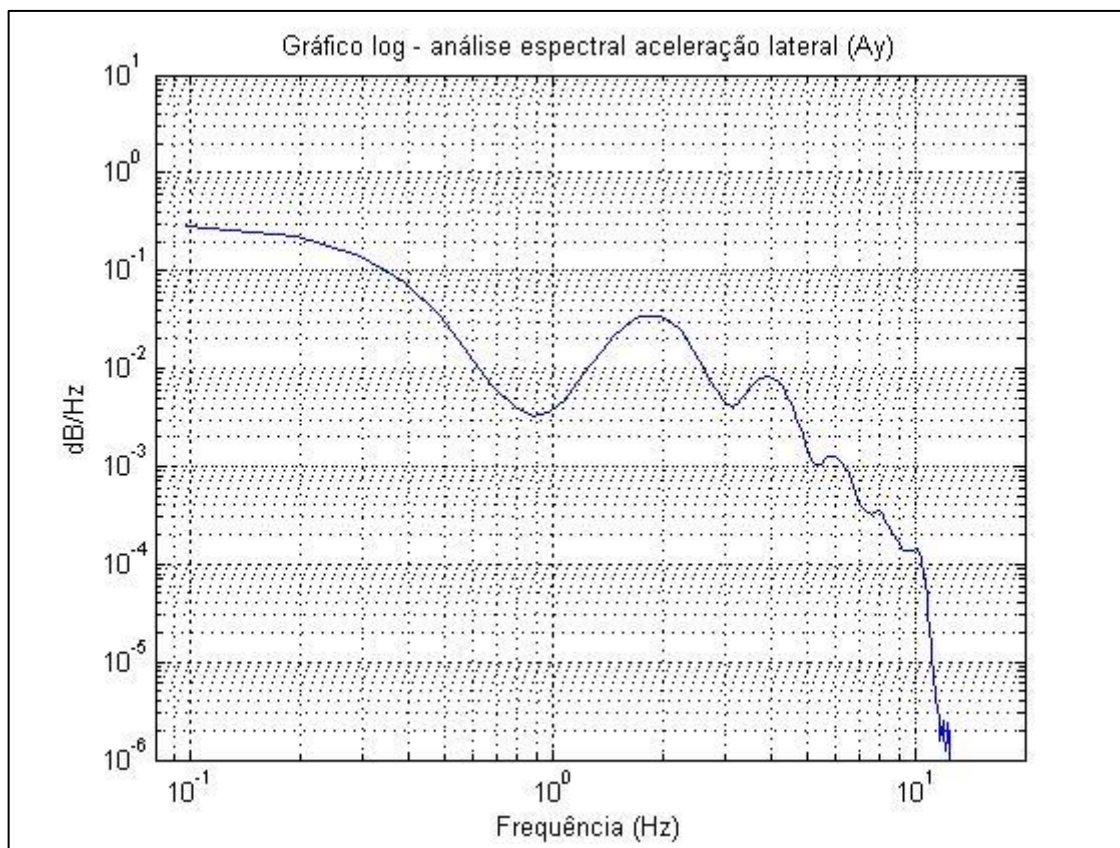


Figura 7.74 – Gráfico do PSD (Ay, condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

As frequências fundamentais apontadas no espectro de saída da aceleração lateral são 1,855 e 4,004 Hz. Esses valores variam muito em relação aos obtidos nas condições 1, 2, 4 e 5, por isso não se pode determinar qual o modo fundamental de Ay na condição 6. Provavelmente os sinais de entrada não foram suficientes para excitarem os modos de interesse em alguma das condições.

A Figura 7.49 mostra a resposta na direção de guinada, Wz.

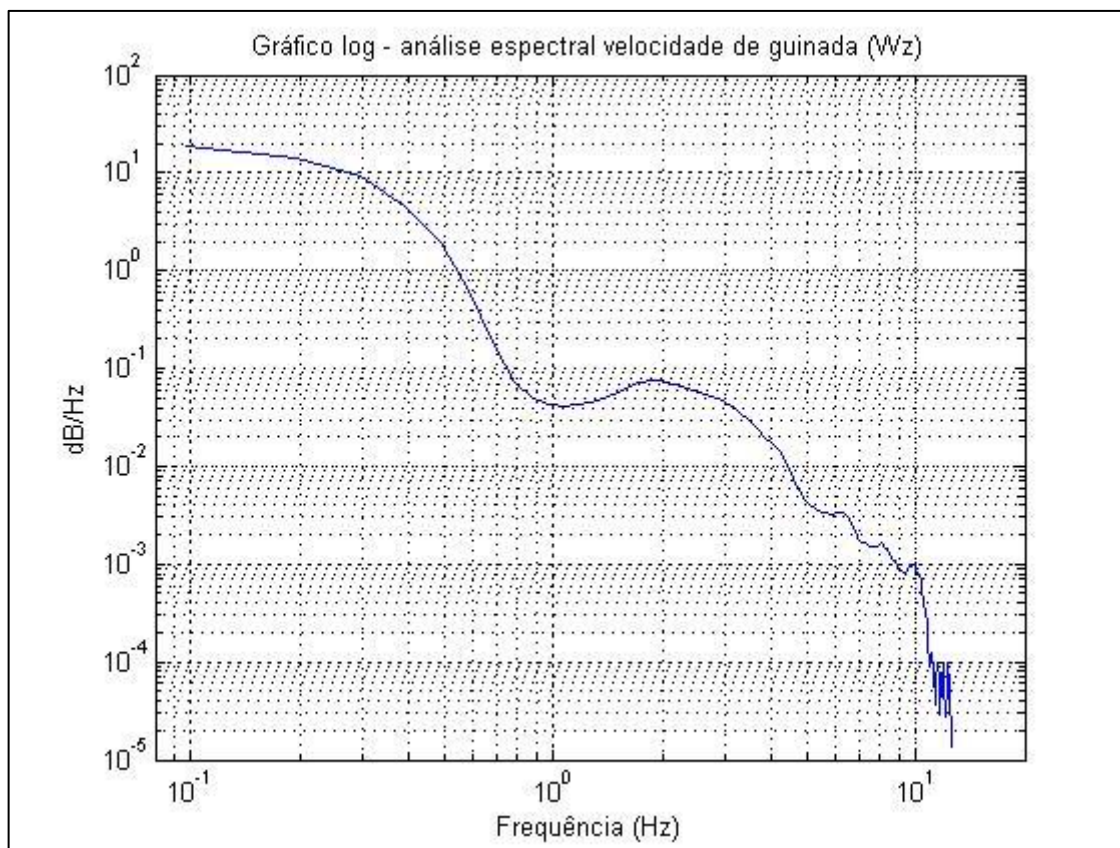


Figura 7.75 – Gráfico do PSD (Wz, condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

Como se pode notar, neste espectro de Wz é possível destacar um pico que pode representar o modo fundamental de vibração nesta direção, na frequência natural de 1,855 Hz.

A Figura 7.76 apresenta a imagem ampliada deste modo de vibrar.

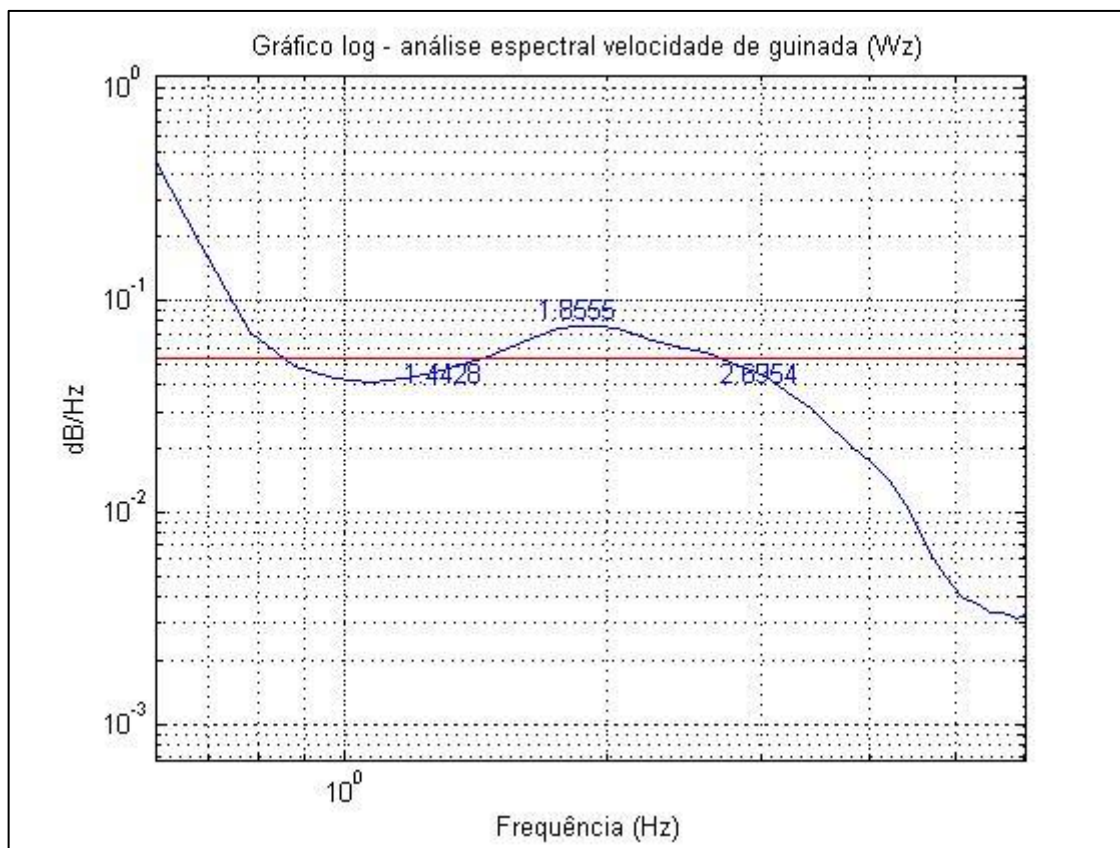


Figura 7.76 – Gráfico de meia banda de potência (Wz, condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

Pelas frequências destacadas, chega-se a um fator de amortecimento de 0,3375.

O espectro de resposta da velocidade angular de rolagem, W_x , é apresentado pela Figura 7.77.

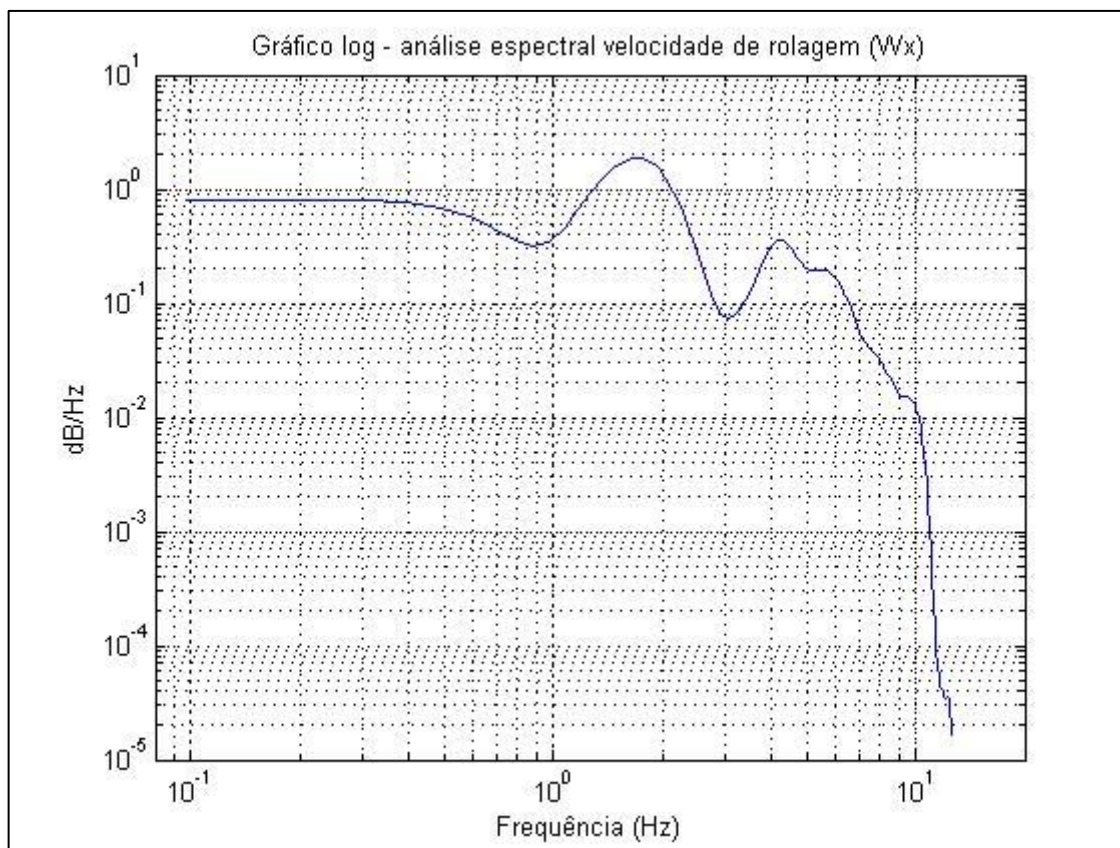


Figura 7.77 – Gráfico do PSD (Wx, condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

Diferentemente do que ocorre nas condições 4 e 5, não é possível a visualização de um modo de vibração de guinada entre as frequências de 0,6 a 1,1 Hz. Provavelmente o modo não foi excitado na frequência necessária. O primeiro pico notório ocorre na frequência natural de 1,7578 Hz.

O último espectro de saída da condição 3 é o de velocidade de arfagem, Wy, apresentado na Figura 7.77.

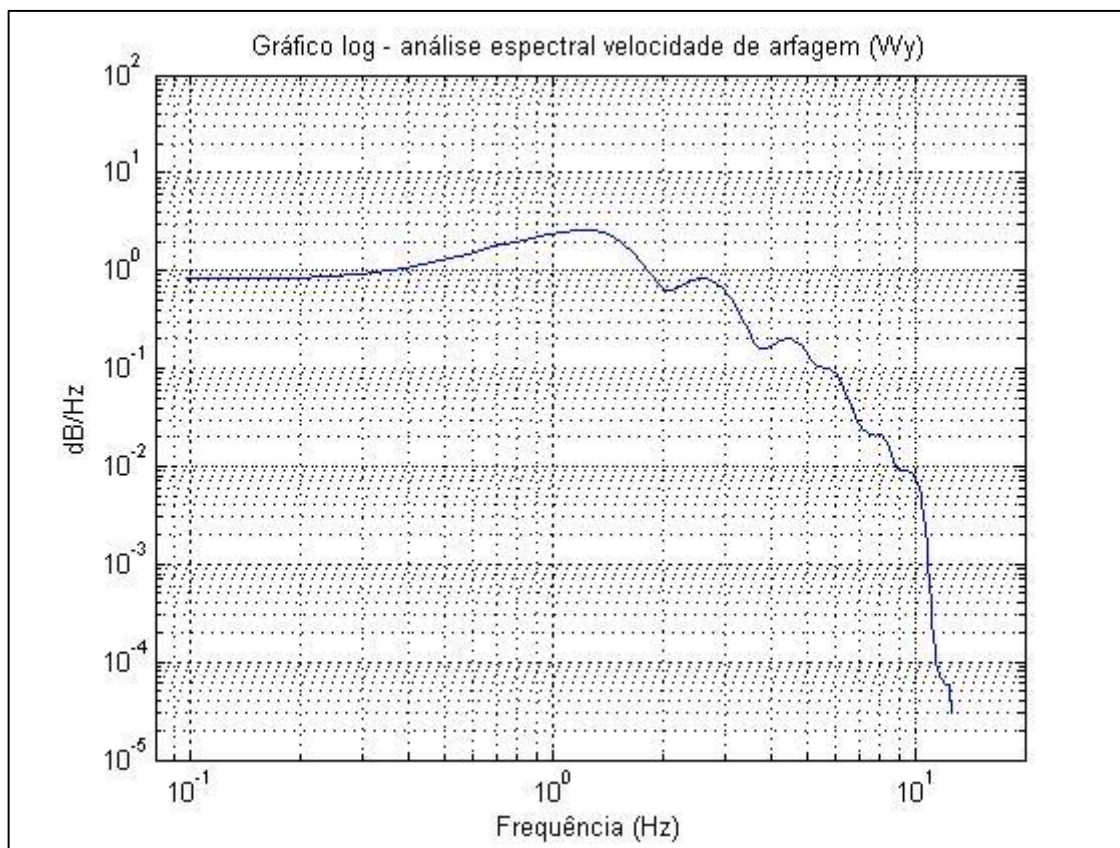


Figura 7.78 – Gráfico do PSD (Wy, condição 6)

Fonte: MatLab, 2015

Novamente, como no espectro de Wx, o primeiro pico aparece com uma frequência muito diferente em relação às condições 4 e 5. A frequência natural correspondente a este pico vale 1,1719 Hz.

7.4.7. Condição 7 – 40 km/h; 32/29 psi; 373 kg

Na condição 7, a velocidade e a pressão nos pneus são as mesmas da condição 1, com 40 km/h constantes e 32 psi no pneus dianteiros e 29 psi nos traseiros. Entretanto, diferentemente da condição 1, o carro foi carregado com cinco ocupantes (motorista e quatro passageiros), totalizando um carga de 373 kg. Com esta condição, procura-se descobrir como um carregamento com quase 300 kg a mais influencia nos modos de vibrar.

A Figura 7.79 apresenta o espectro de saída da aceleração vertical, A_z , na condição 7.

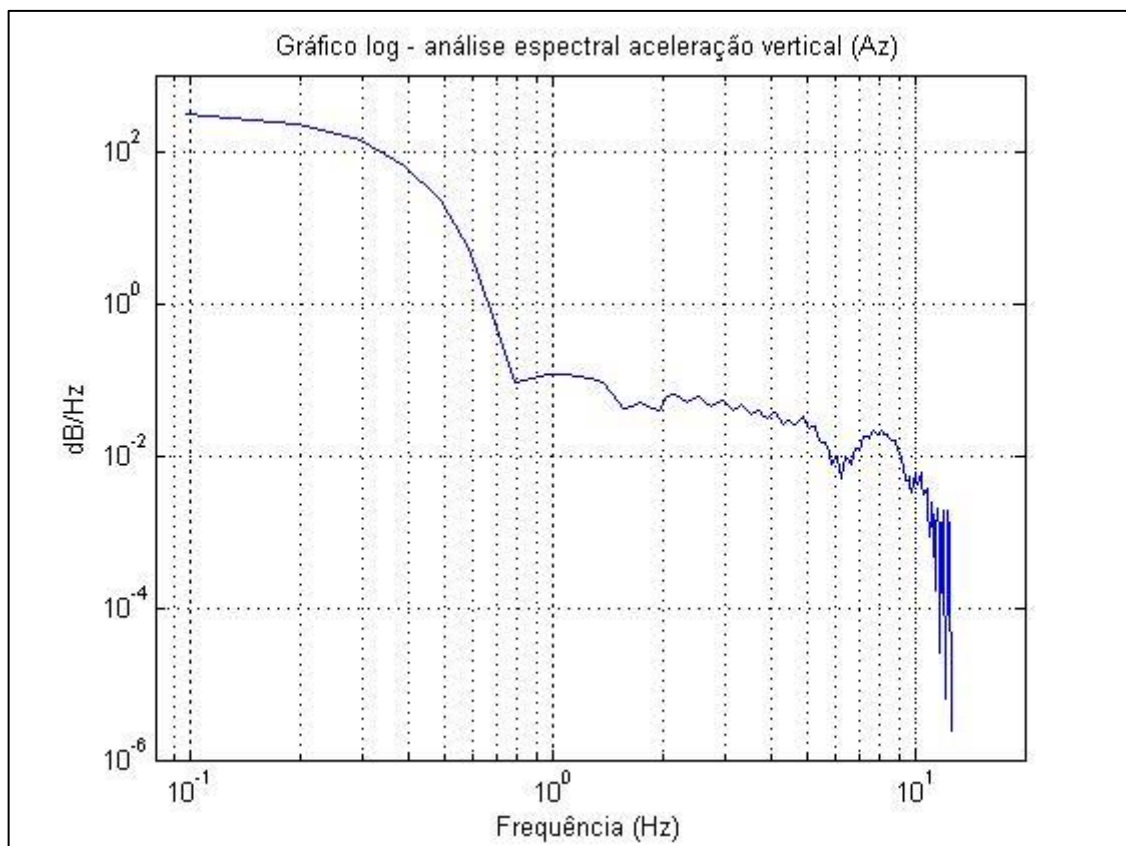


Figura 7.79 – Gráfico do PSD (A_z , condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

Infelizmente, no espectro de saída da aceleração vertical na condição 7, o pico que representa o modo fundamental de vibrar nesta direção não está bem definido. A frequência no ponto máximo do pico é em torno de 1,1500 Hz. Muito

provavelmente, devido às entradas randômicas, o modo fundamental não foi excitado na frequência adequada. Como o modo de vibrar não está totalmente claro, não será obtido o fator de amortecimento.

Na Figura 7.80 pode-se visualizar o espectro de saída da aceleração longitudinal, Ax.

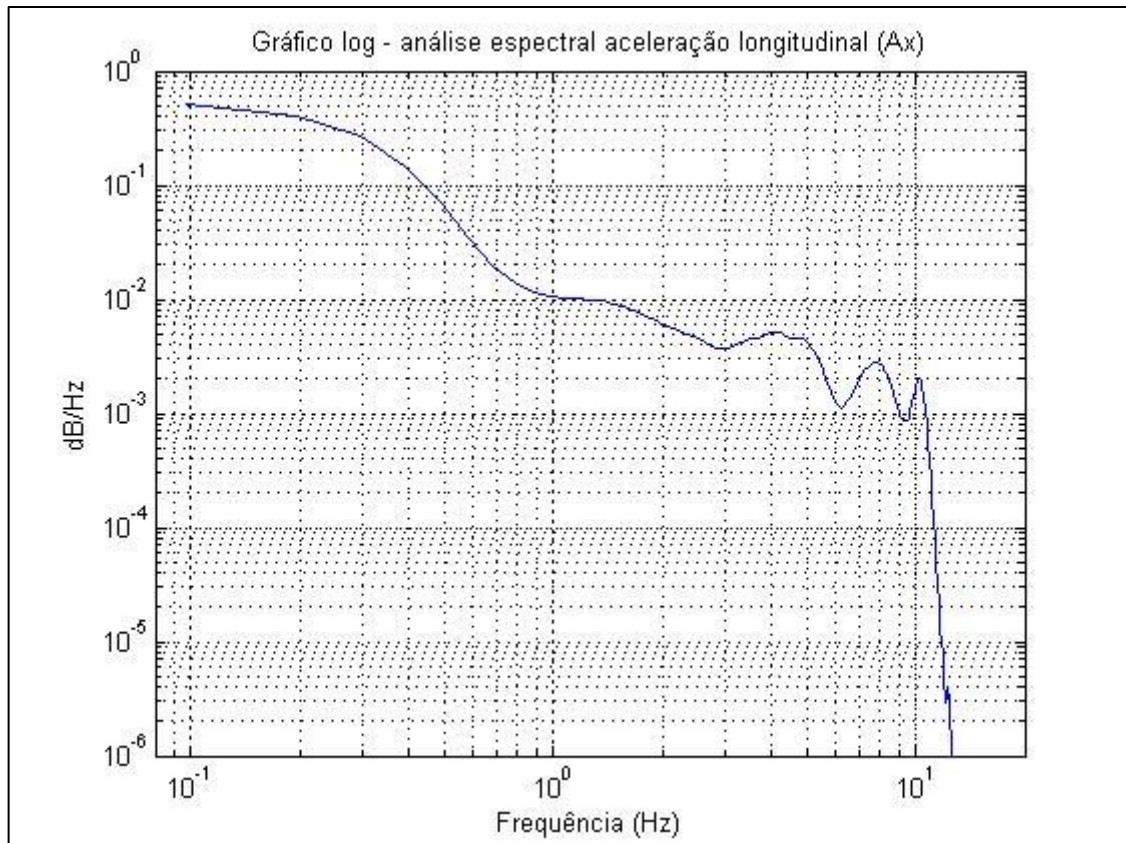


Figura 7.80 – Gráfico do PSD (Ax, condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

Analisando-se o PSD de saída da aceleração longitudinal, pode-se chegar a duas novas conclusões. Como esperado, a adição de massa alterou totalmente o espectro, se comparado à condição 1. Já na frequência de 10,06 Hz, ainda se pode observar um pico, que foi recorrente em todas as condições anteriores. Entretanto, como a massa suspensa do veículo foi aumentada, era de se esperar que, caso esta fosse a frequência fundamental da massa suspensa, seu valor diminuísse. Como isto não aconteceu, provavelmente este modo de vibrar deve pertencer a algum componente do veículo que não foi alterado com o aumento do carregamento. Uma

hipótese é que seja a frequência natural do motor, que vibra na direção longitudinal e independe do carregamento do veículo. Pode ser também uma frequência devido ao aparato que envolve o sensor ou então algum ruído. Sendo assim, devido a essa incerteza, o pico não será levado em consideração no presente trabalho.

A Figura 7.81 mostra o espectro de saída da aceleração lateral, A_y .

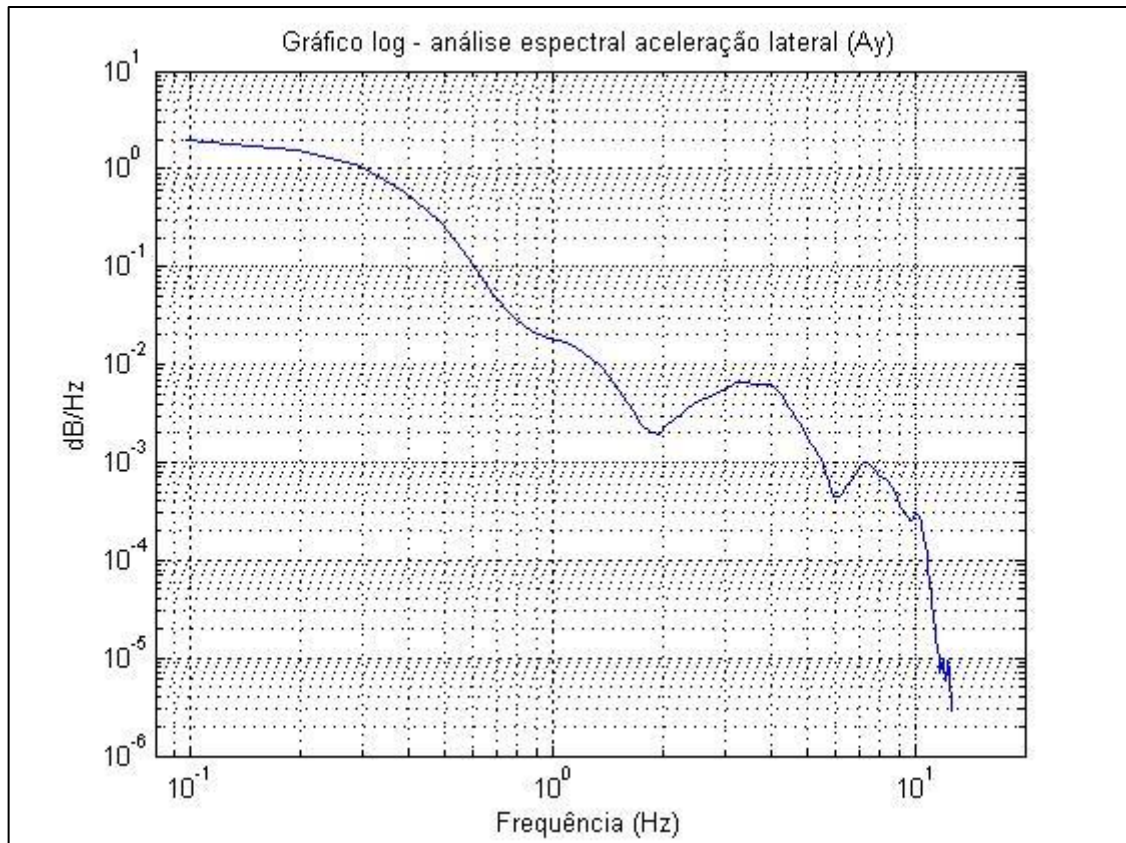


Figura 7.81 – Gráfico do PSD (A_y , condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

O modo fundamental de vibrar da direção lateral na condição 7 pode ser verificado na frequência de 3,3203 Hz. Isso significa que, com o aumento da massa suspensa, a frequência natural diminuiu. Este resultado é o esperado, como indicado na seção 0. Além disso, pode-se verificar que a magnitude do primeiro modo de vibrar é significativamente menor na condição com a massa suspensa maior. Isto indica que para um carregamento maior, a transmissão de vibrações para os ocupantes do veículo é menor.

O modo fundamental da direção Y é ampliado na Figura 7.82.

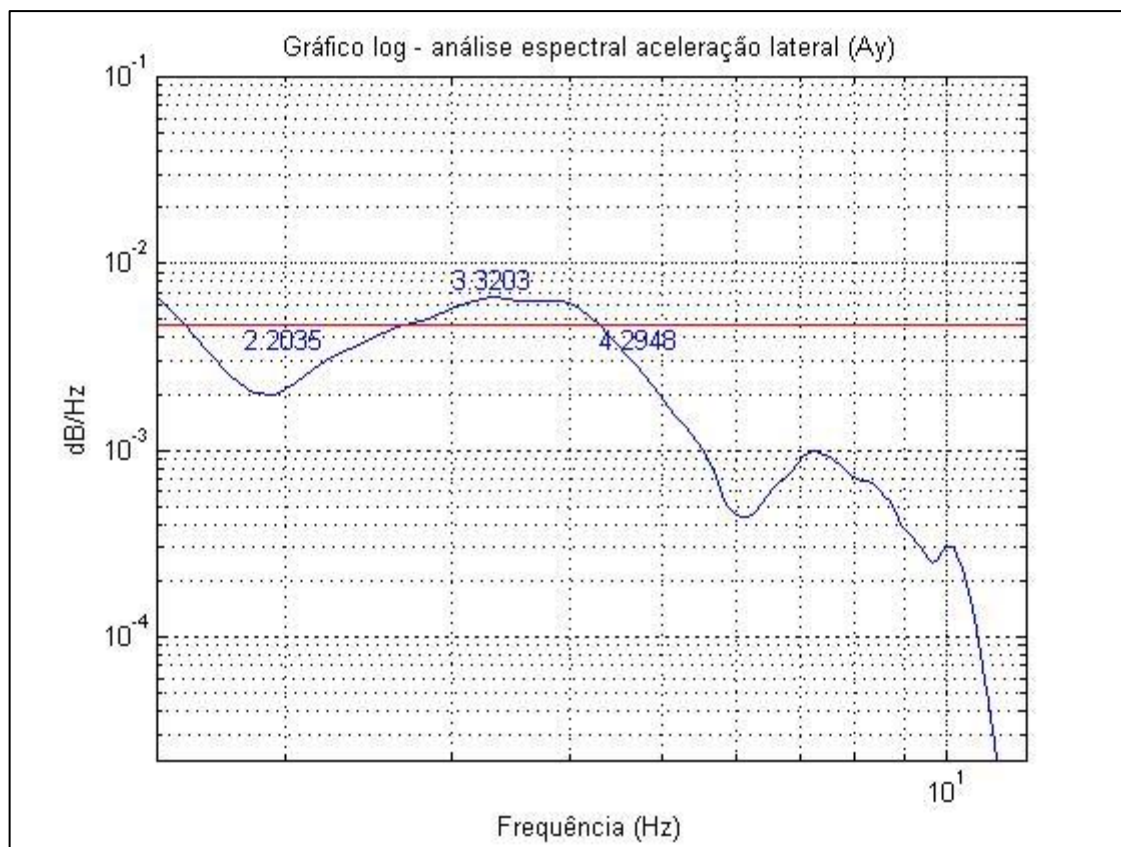


Figura 7.82 – Gráfico de meia banda de potência (Ay, condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

Com as frequências destacadas, chega-se a um fator de amortecimento de 0,3149. Pode-se concluir que, com uma massa suspensa maior, o fator de amortecimento também aumenta.

Na Figura 7.83, encontra-se o PSD de saída da velocidade de guinada, Wz.

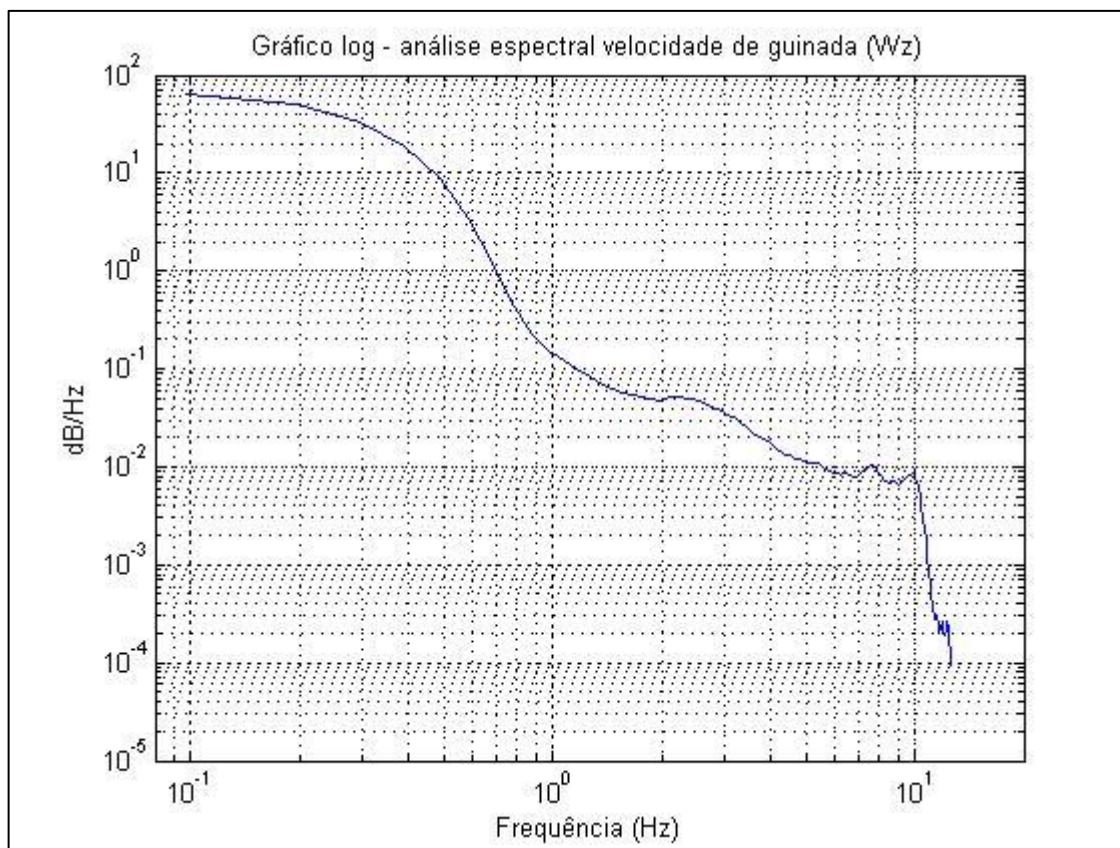


Figura 7.83 – Gráfico do PSD (Wz, condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

Assim como na maioria das condições, não se pode verificar um pico que represente o modo fundamental de vibrar ou qualquer outro modo na direção de guinada. Então, não será tirada qualquer conclusão em relação ao espectro de Wz.

O espectro da velocidade angular de rolagem, Wx, obtido na condição 7 pode ser visualizado na Figura 7.84.

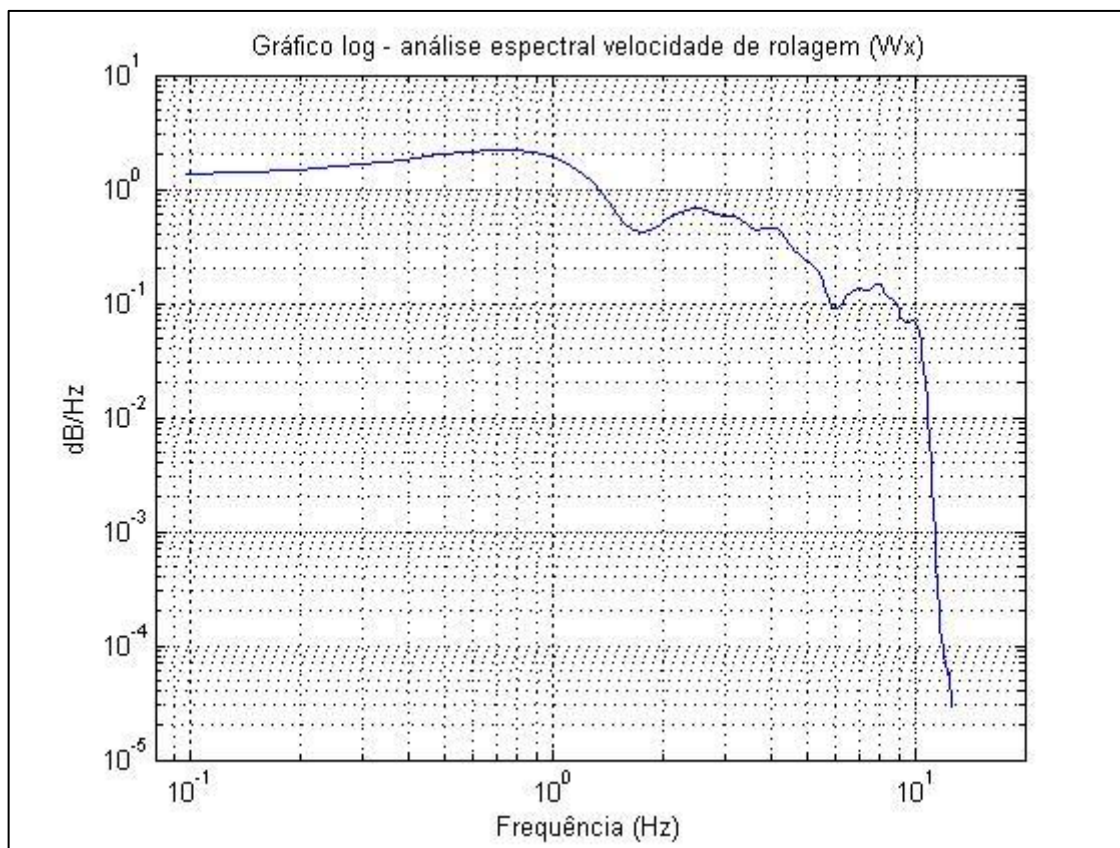


Figura 7.84 – Gráfico do PSD (Wx, condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

A frequência natural do modo fundamental de vibração na direção de rolagem vale 0,78125 Hz. Este resultado contraria a teoria apresentada na seção 0. Com o aumento da massa suspensa, esta frequência natural deveria ser menor que a da condição 1. Mas, verificou-se o contrário.

Provavelmente os modos fundamentais obtidos na direção de rolagem obtidas nas condições 1 e 4 apresentam erro, já que possuem uma grande diferença em relação às frequências de rolagem nas condições 2 e 5, quando, na verdade, deveriam ser iguais ou muito próximas.

A Figura 7.85 apresenta o modo de vibrar de Wx destacado na condição 7.

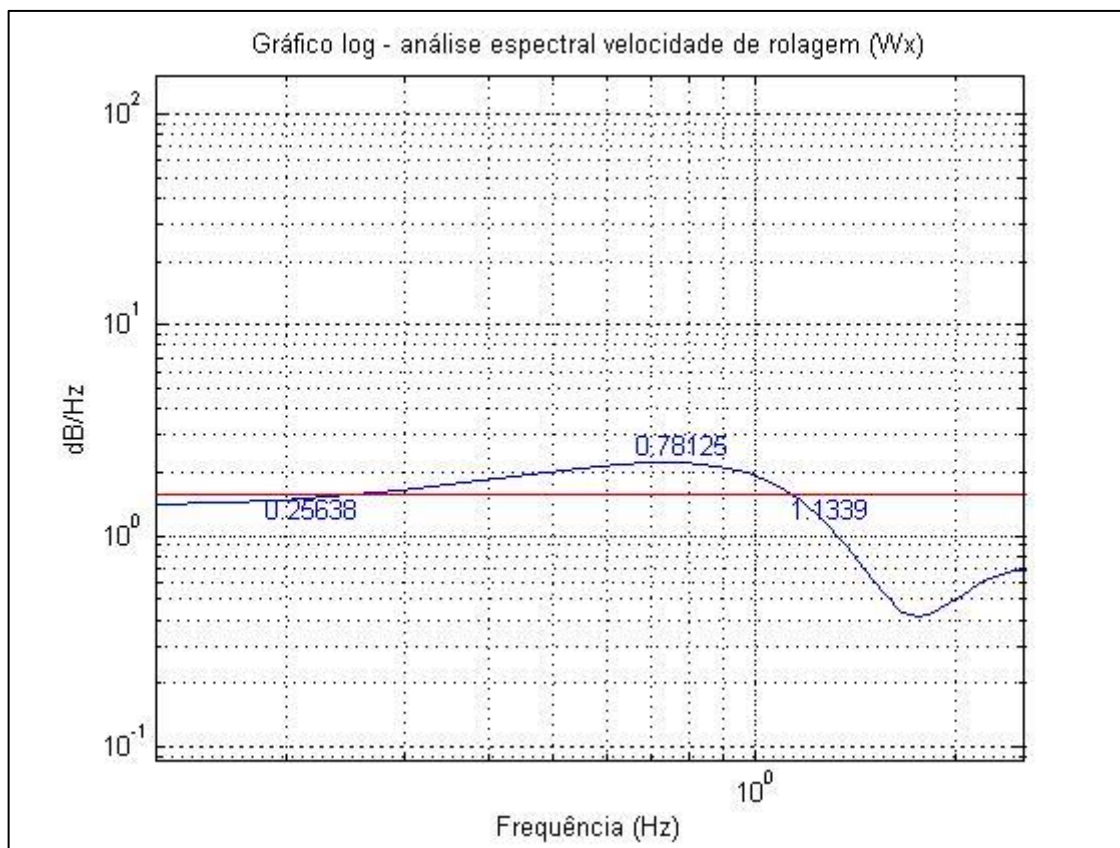


Figura 7.85 – Gráfico de meia banda de potência (Wx, condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

Com os valores das frequências apresentadas na Figura 7.85, chega-se a um fator de amortecimento de 0,5616.

Por fim, na Figura 7.86 é apresentado o PSD de saída da velocidade angular de arfagem, Wy.

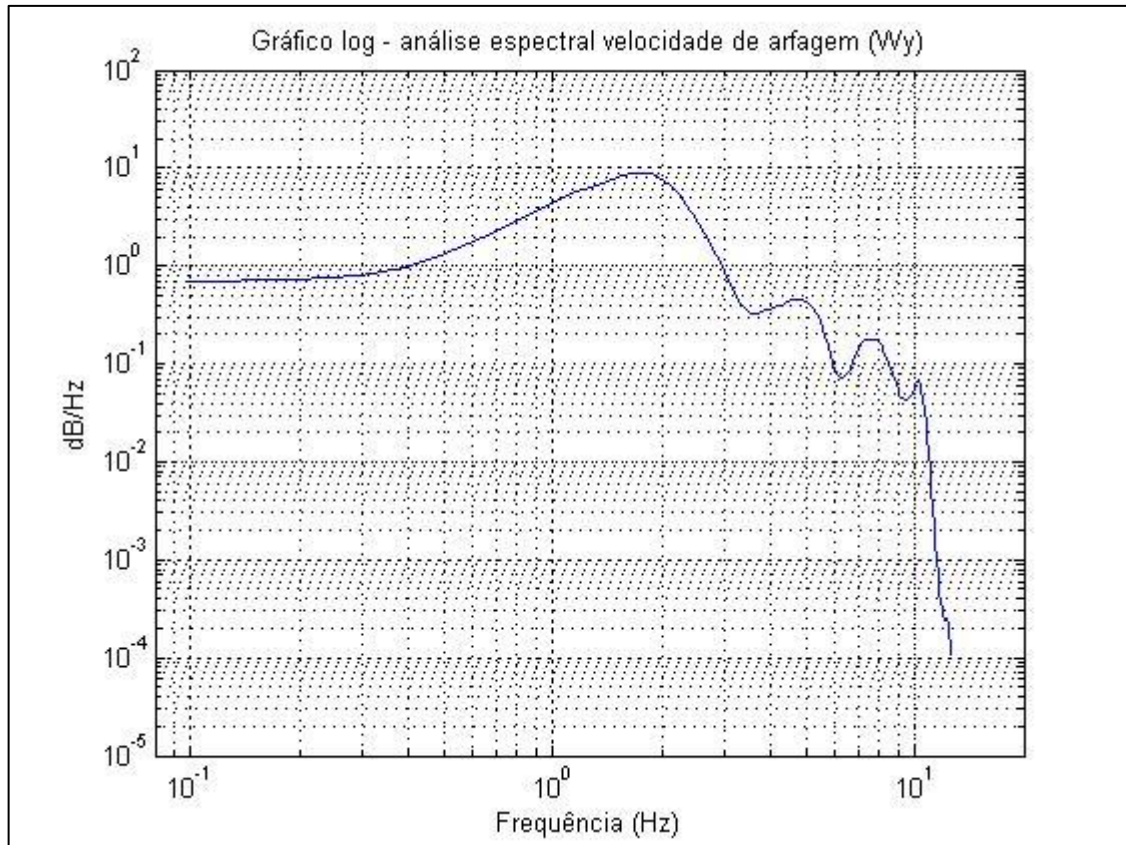


Figura 7.86 – Gráfico do PSD (Wy, condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

Nota-se o pico que representa o modo fundamental de arfagem, com a frequência natural de 1,3672 Hz. O resultado é o esperado, com a frequência natural menor em relação à condição 1.

A imagem com o primeiro modo ampliado é apresentada na Figura 7.87.

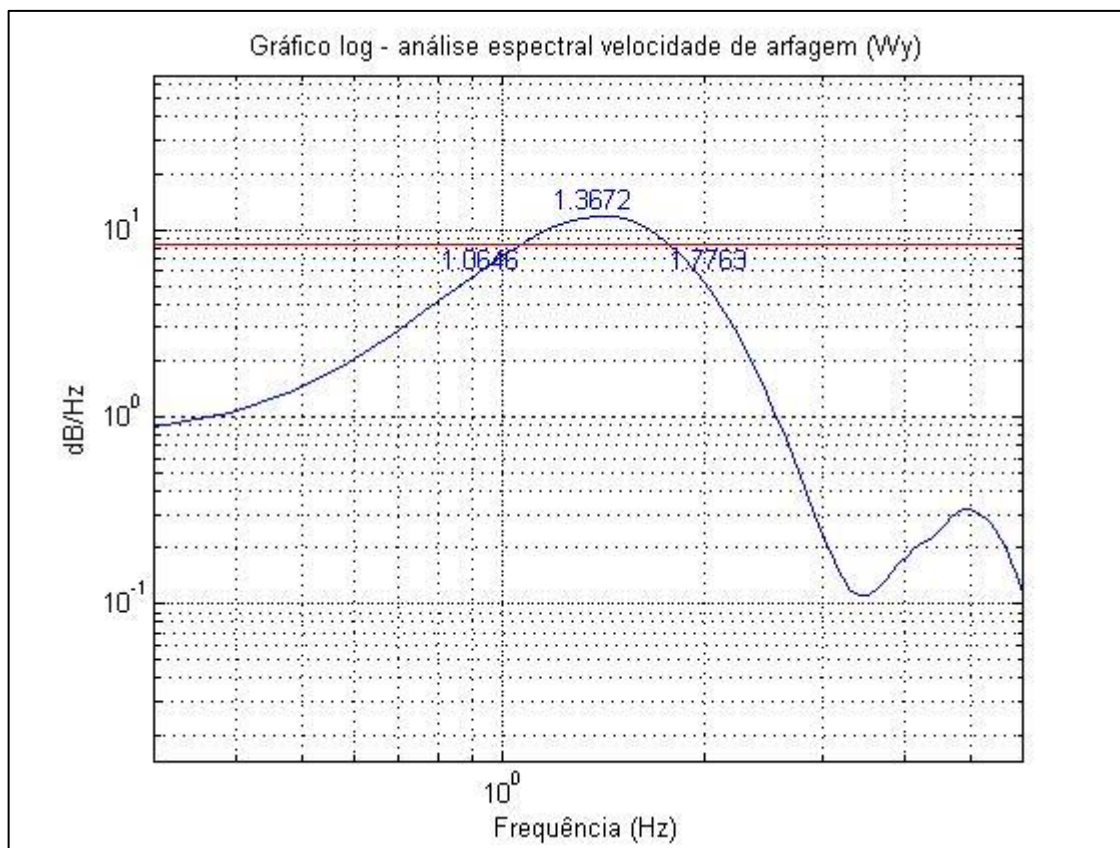


Figura 7.87 – Gráfico de meia banda de potência (Wy, condição 7)

Fonte: MatLab, 2015

Com as frequências destacadas, chega-se a um fator de amortecimento de 0,2603.

7.4.8. Condição 8 – 60 km/h; 32/29 psi; 373 kg

Na condição 8, a velocidade e a pressão nos pneus são iguais às da condição 2. Entretanto, o carregamento é cerca de 300 kg maior. Nesta condição, assim como na anterior, visa-se verificar como a variação do carregamento influencia no espectro de saída e na frequência fundamental.

A Figura 7.88 apresenta o espectro de saída da aceleração vertical, A_z , na condição 8.

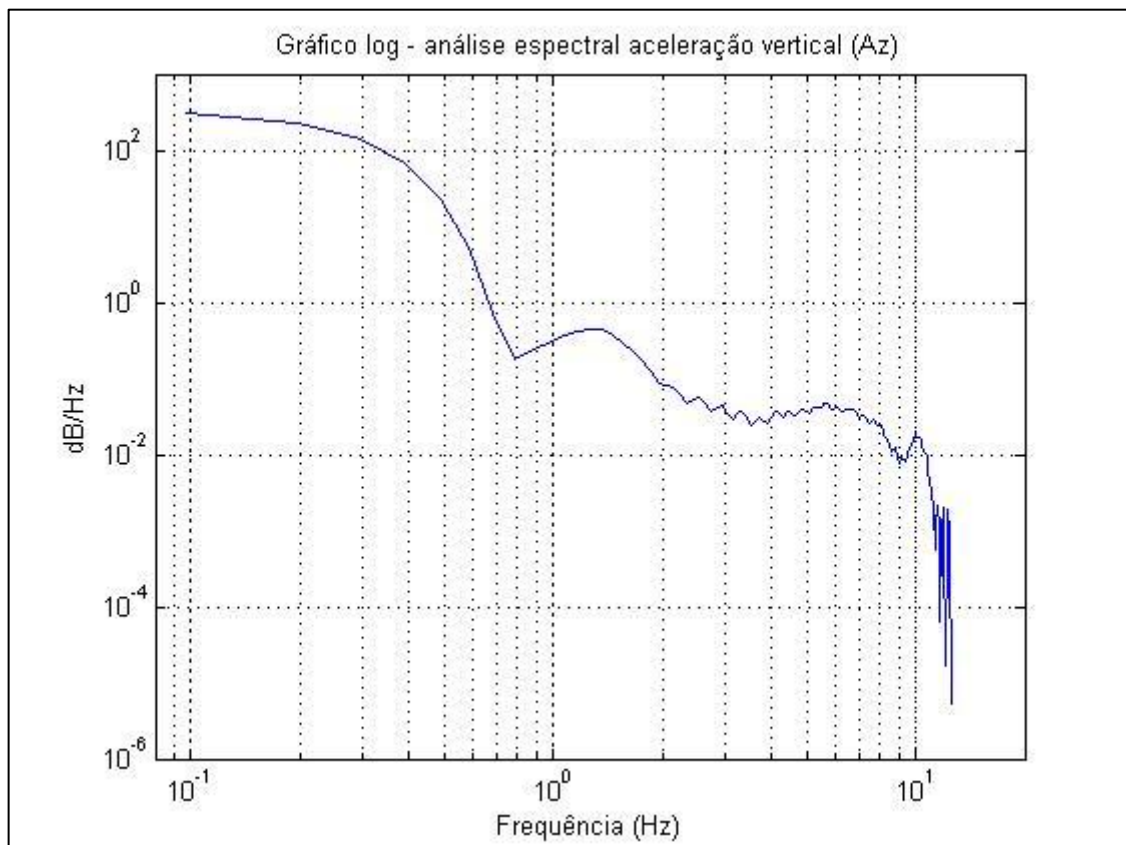


Figura 7.88 – Gráfico do PSD (A_z , condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

O notório pico na frequência de 1,2695 Hz representa o modo fundamental de vibrar na direção vertical. Como esperado, a frequência natural é menor que nas condições 2 e 5, já que a massa suspensa foi aumentada.

A curva do primeiro modo de vibrar ampliado é apresentada na Figura 7.87.

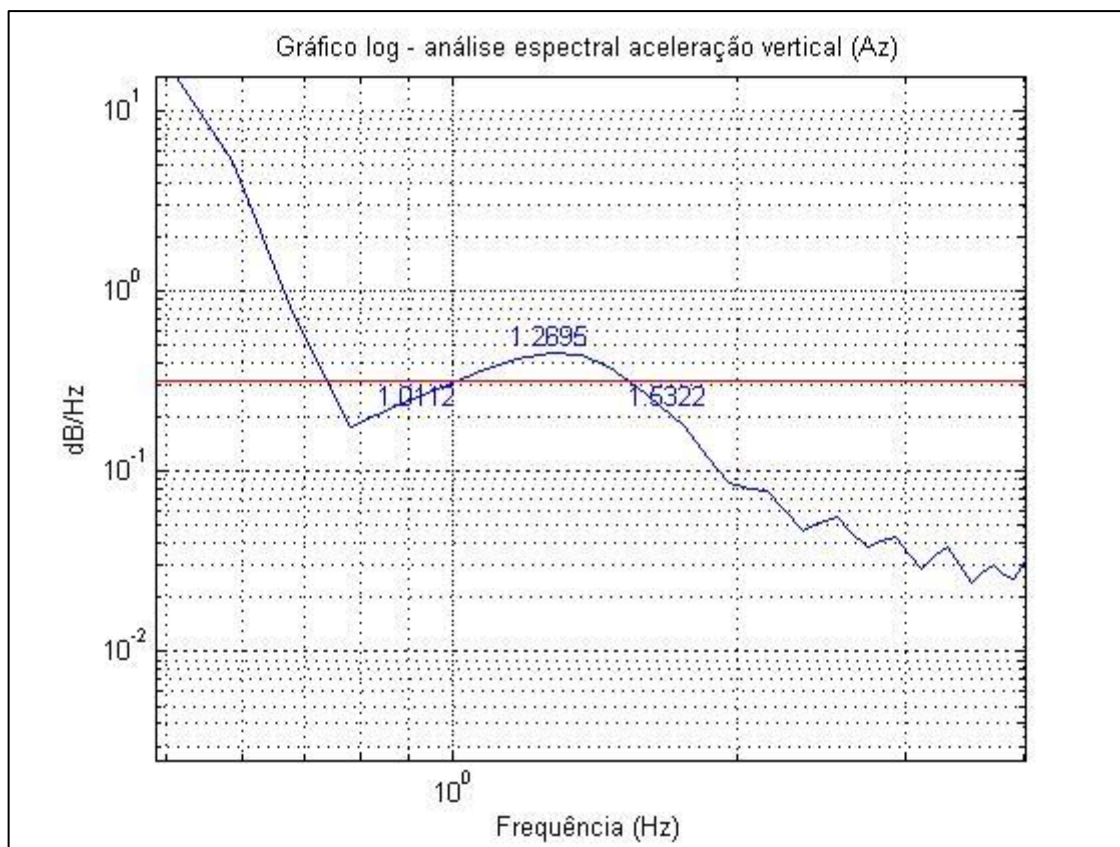


Figura 7.89 – Gráfico de meia banda de potência (Az, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

Com as frequências da meia banda de potência, chega-se a um fator de amortecimento de 0,2052.

A Figura 7.90 apresenta o PSD de saída da aceleração longitudinal, Ax.

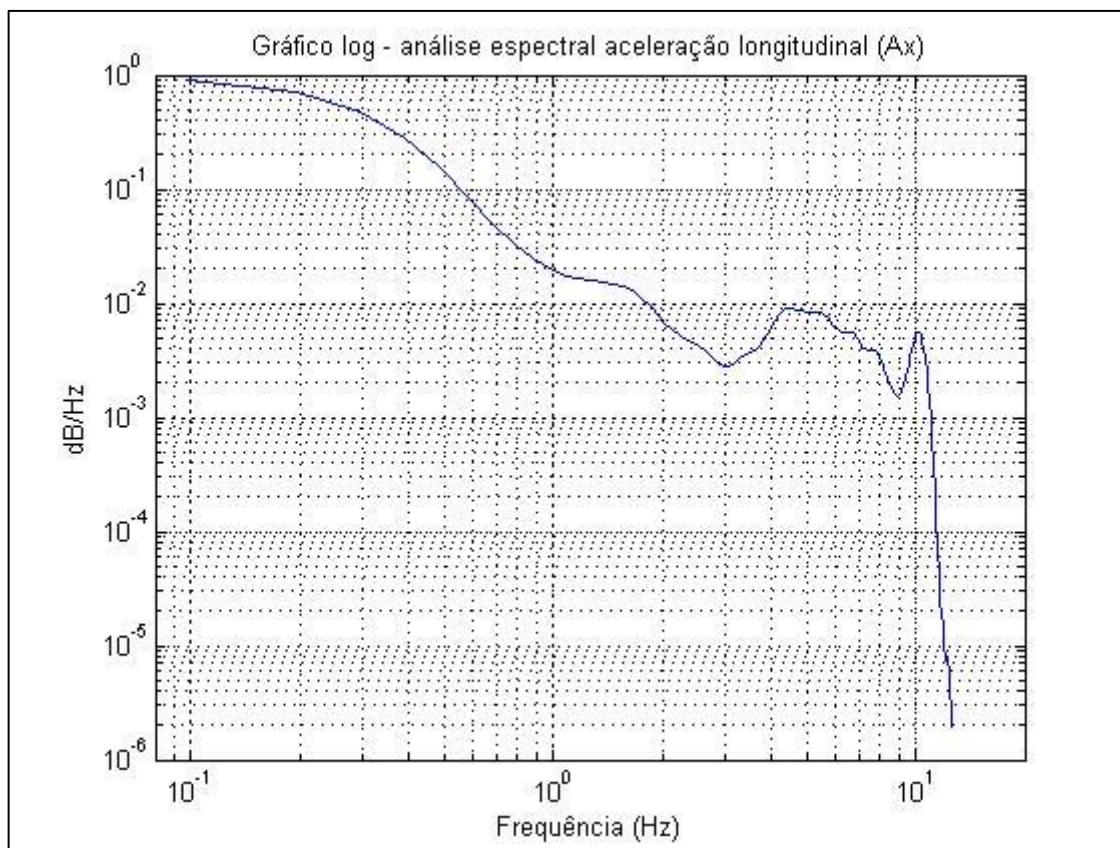


Figura 7.90 – Gráfico do PSD (Ax, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

Como já verificado na condição 7, o espectro da aceleração longitudinal na condição 8 também apresenta o mesmo pico na frequência de 10,06 Hz. Este PSD, no entanto, apresenta outro pico claro na frequência de 4,4922 Hz, mas, como não foi possível se identificar este modo de vibrar nas outras condições, não há o que comparar na direção X.

O espectro do sinal da aceleração lateral pode ser visualizado na Figura 7.91.

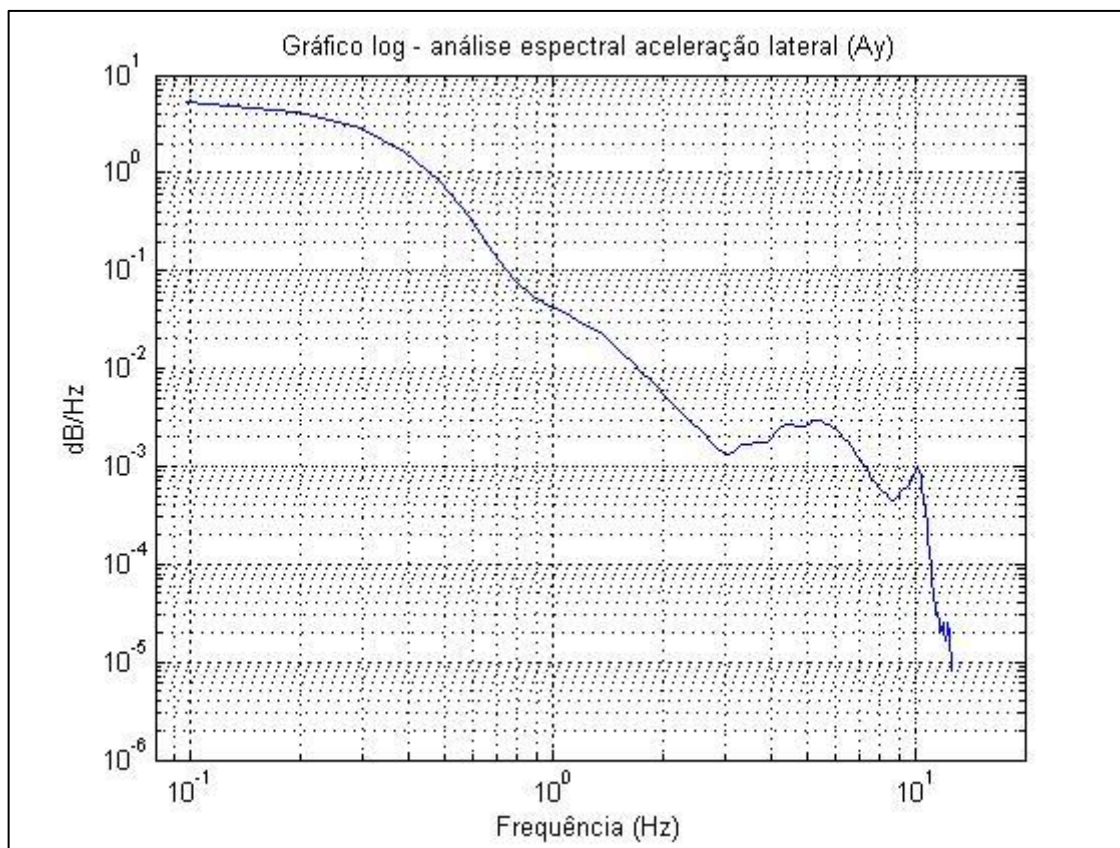


Figura 7.91 – Gráfico do PSD (Ay, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

O espectro do sinal de saída da aceleração lateral não é muito revelador. Não existe um pico bem definido, então não será tirada qualquer conclusão desta curva.

O PSD da velocidade angular de rolagem pode ser visualizado na Figura 7.92.

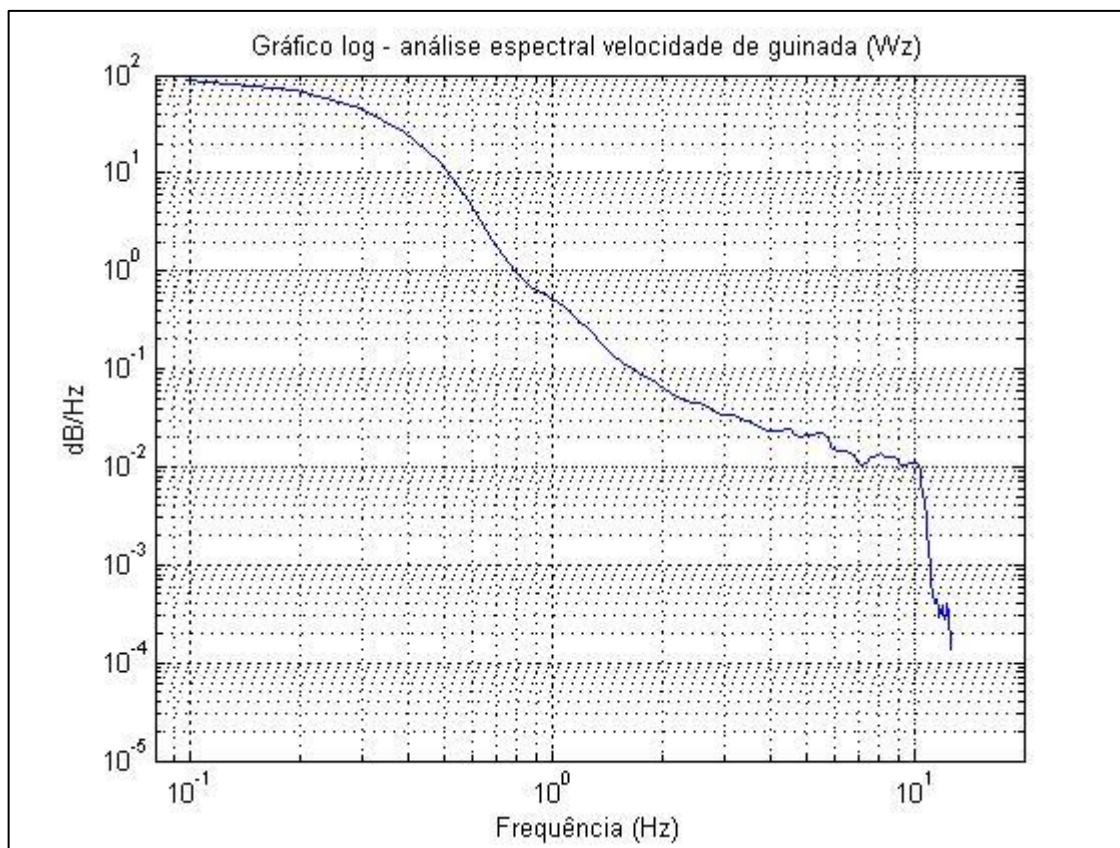


Figura 7.92 – Gráfico do PSD (Wz, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

Como é possível observar, nenhum pico é notado no espectro da velocidade de guinada, portanto não se pode identificar qualquer modo de vibrar.

A Figura 7.93 apresenta o PSD do sinal de saída da velocidade de rolagem, Wx.

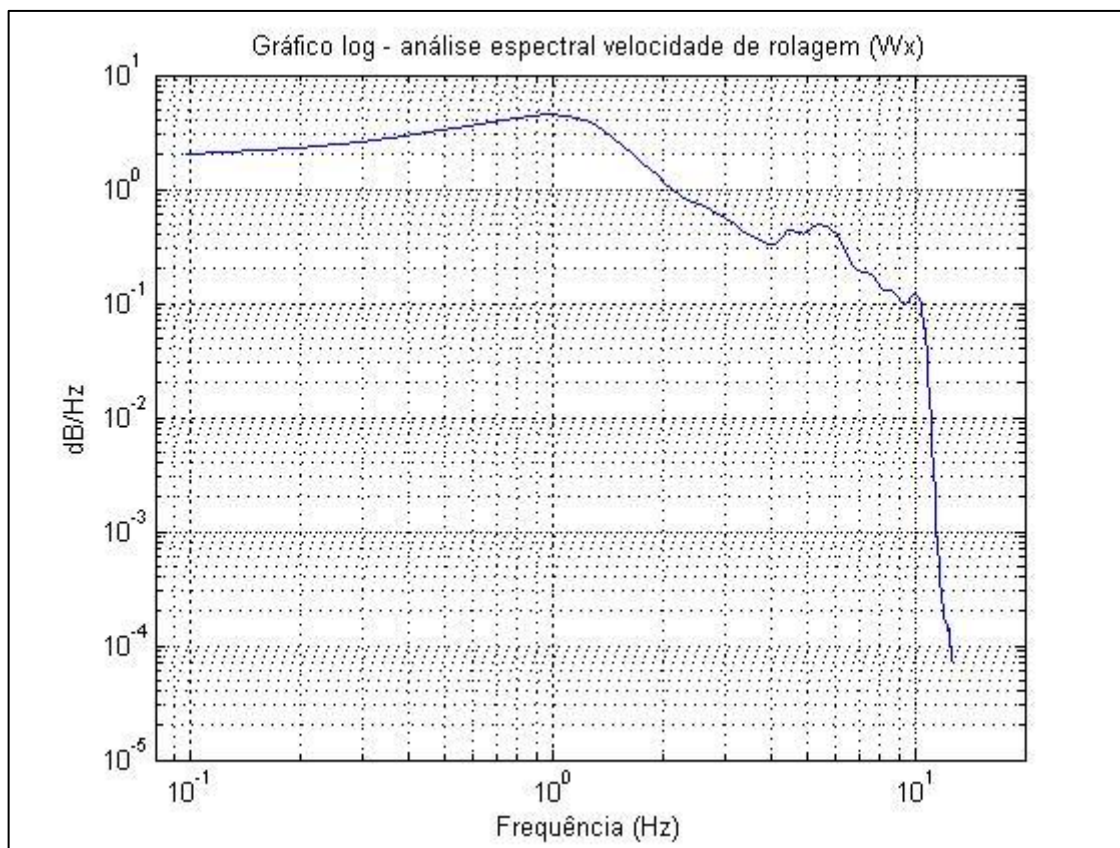


Figura 7.93 – Gráfico do PSD (Wx, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

A frequência fundamental é obtida graficamente e vale 0,9766 Hz. Como esperado, a frequência natural que representa a massa suspensa maior, da condição 8, é inferior do que a com massa suspensa menor, como é o caso das condições 2 e 5.

A ampliação do modo fundamental de vibrar na direção de rolagem pode ser visualizada na Figura 7.94.

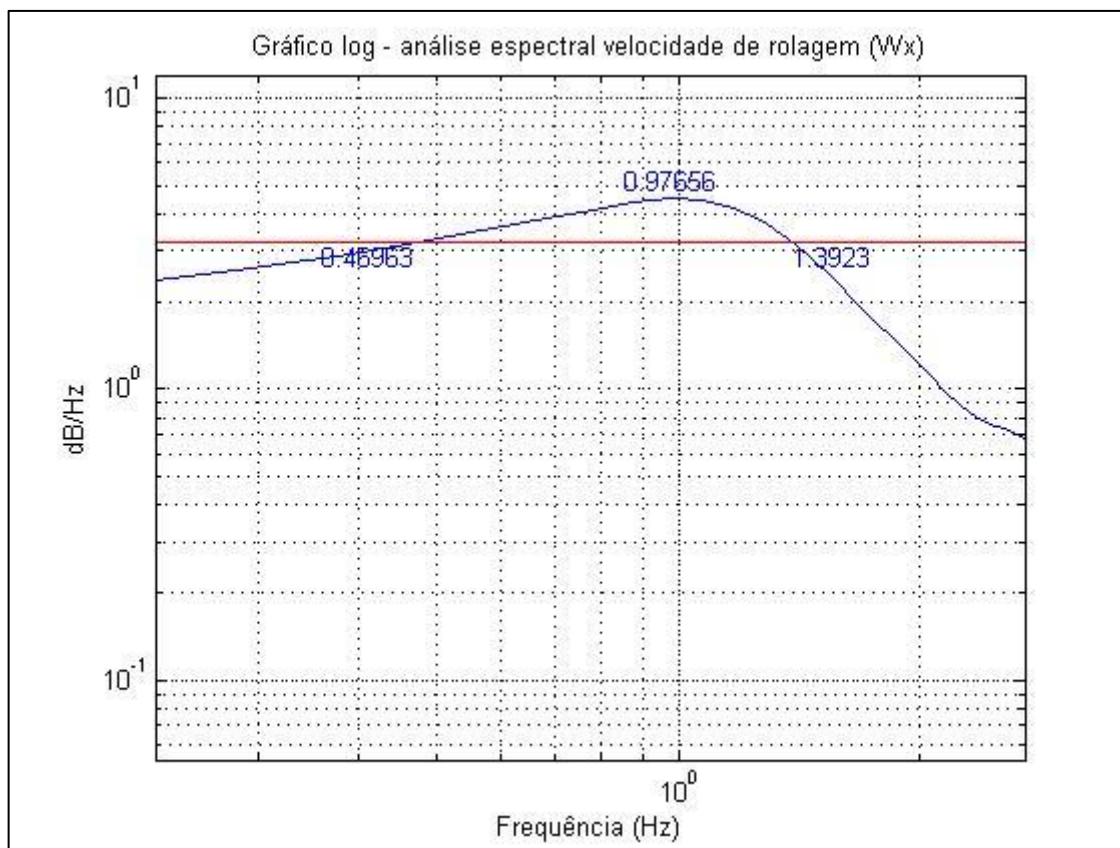


Figura 7.94 – Gráfico de meia banda de potência (Wx, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

Pelo método da meia banda de potência, chega-se a um fator de amortecimento que vale 0,4724 para o modo de vibrar da direção de rolagem na condição 8.

Finalmente, é apresentado o PSD do sinal de saída da velocidade de arfagem na Figura 7.95.

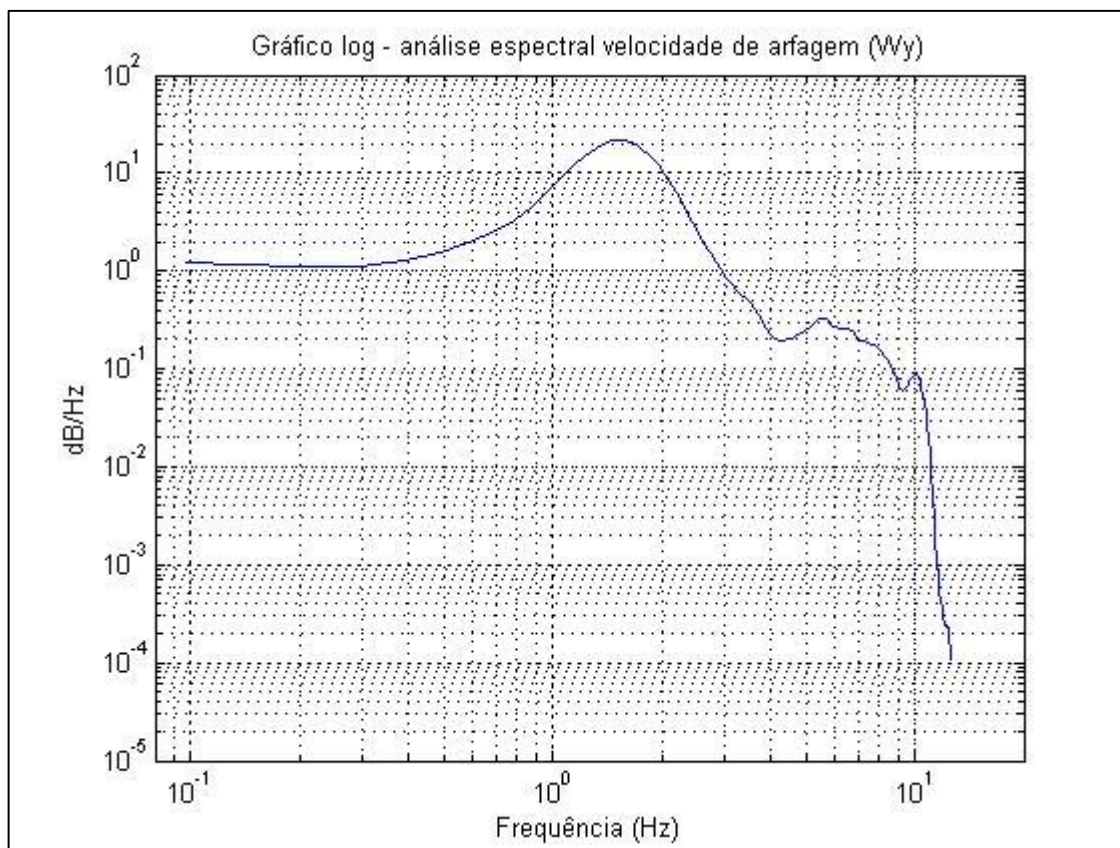


Figura 7.95 – Gráfico do PSD (Wy, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

Pode-se notar um pico evidente na frequência de 1,5625 Hz, que representa o modo natural de vibração na direção de arfagem na condição 8. Este resultado é satisfatório, já que esta frequência é menor do que as da condição 2 e 5, que apresentam massa suspensa menor.

Na Figura 7.96 pode-se visualizar o modo fundamental de vibrar ampliado para obtenção do fator de amortecimento.

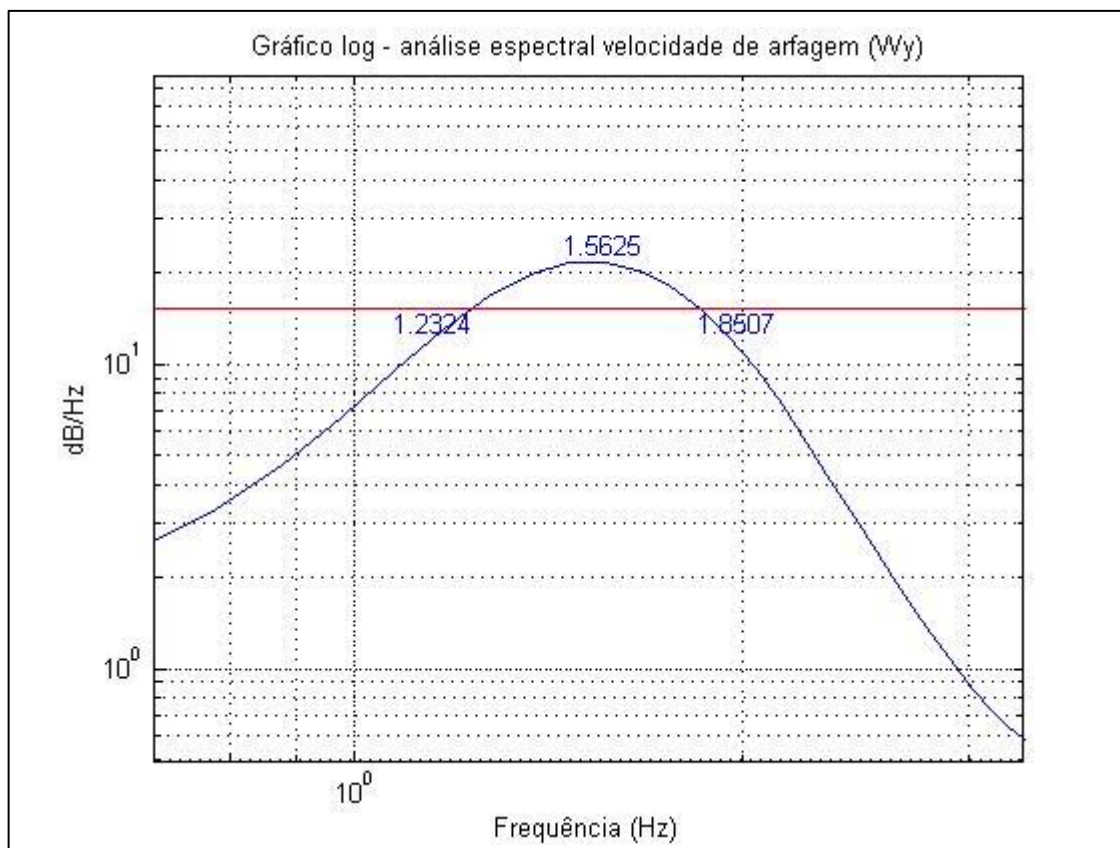


Figura 7.96 – Gráfico de meia banda de potência (Wy, condição 8)

Fonte: MatLab, 2015

Com as frequências destacadas, chega-se a um fator de amortecimento de 0,1979.

7.4.9. Condição 9 – 20 km/h; 32/29 psi; 373 kg

A última condição na qual foi realizado o teste apresenta velocidade constante de 20 km/h, pressão nos pneus indicadas pelo manual do veículo, com 32 psi nos dianteiros e 29 nos traseiros e carregamento de 373 kg, com 5 ocupantes dentro do carro.

A Figura 7.97 mostra o espectro do sinal de saída da aceleração vertical para a condição 9.

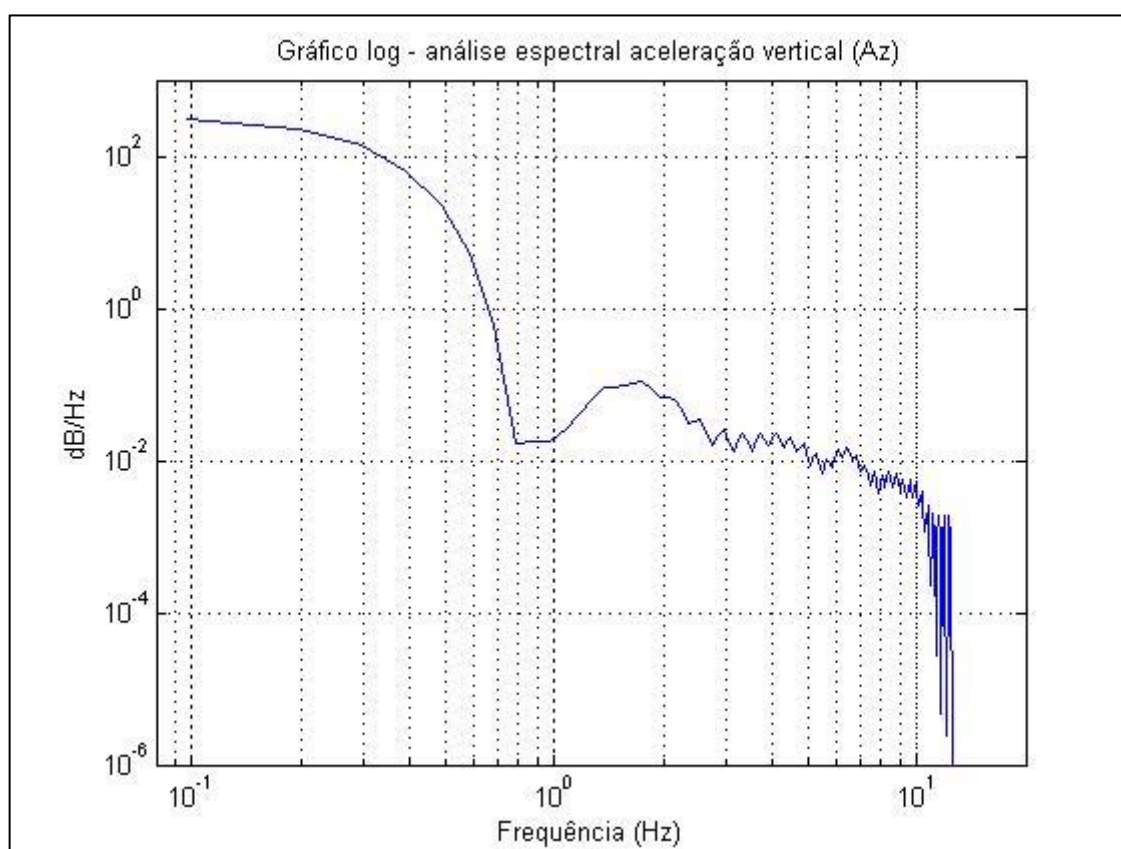


Figura 7.97 – Gráfico do PSD (Az, condição 9)

Fonte: MatLab, 2015

Como se pode verificar, a primeira frequência natural vale 1,7578 Hz, o mesmo valor encontrado nas condições 3 e 6. Como a massa suspensa foi aumentada consideravelmente, esperava-se que a frequência natural da direção vertical diminuísse. Isto mostra que os testes realizados com velocidade constante de 20 km/h não foram satisfatórios, apresentando resultados inconsistentes. Então,

para a análise modal, serão descartadas todas as medições que foram realizadas com esta velocidade.

Já foi provado teoricamente na seção 0 que as frequências naturais dependem somente da rigidez equivalente, da massa e do fator de amortecimento. Entretanto, a velocidade do veículo é resultado de vários elementos rotativos (rodas, transmissão, motor, eixos, etc). Por apresentar diâmetros diferentes, cada um destes elementos gira com velocidade angular distinta e, portanto, com frequências diferentes. Estas frequências podem causar interferências nos sinais de saída obtidos no sensor.

Além disso, como já foi amplamente falado, o sinal de entrada é randômico e pode não ter excitado os modos nas frequências adequadas. Entretanto, essa hipótese é fraca porque o trajeto e as condições em que os testes foram realizados favorecem a transmissão de vibrações nas direções vertical e de arfagem, principalmente.

Também há chances de que o artefato que protege os sensores possua uma frequência de oscilação baixa, que cause interferências nos sinais de saída do sensor.

Por fim, existe a chance de o tratamento de dados não ter sido o adequado, principalmente devido à interpolação linear, já que a curva de resposta medida não é linear, e também à decimação, que altera o ritmo de amostragem e pode ter sido insuficiente.

7.4.10. Comparação de resultados

Após a análise de cada condição, apresenta-se a Tabela 7.1, com todos os resultados retirados dos espectros de resposta.

Tabela 7.1 – Análise modal de todas as condições

Condição	1	2	4	5	7	8
Veloc. (km/h)	40	60	40	60	40	60
P-pneus (psi)	32/29	32/29	22/19	22/19	32/29	32/29
Carregam. (kg)	78	78	78	78	373	373
fn vertical (Hz)	1,3672	1,4648	1,3672	1,4648	1,1500	1,2695
ξ vertical	0,2065	0,2141	0,1964	0,2035	-	0,2052
fn lateral (Hz)	3,418	-	3,5156	-	3,2303	-
ξ lateral	0,1932	-	0,2265	-	0,3149	-
fn guinada (Hz)	-	-	2,5391	-	-	-
ξ guinada	-	-	0,2668	-	-	-
fn rolagem (Hz)	0,6836	1,0742	0,6836	1,0742	0,7813	0,9766
ξ rolagem	0,7050	0,6083	0,7037	0,5228	0,5616	0,4724
fn arfagem (Hz)	1,7578	1,8555	1,7578	1,8555	1,3672	1,5625
ξ arfagem	0,2579	0,2192	0,2315	0,2207	0,2603	0,0000

As condições 3, 6 e 9, com velocidade de 20km/h, tiveram resultados inconsistentes pelos motivos apresentados na seção 0 e não foram adicionadas à tabela. Isso não quer dizer que as medições tenham sido feitas de forma errada. Apenas não foram suficientes para a análise modal.

A Tabela 7.1 também não apresenta as frequências naturais e fatores de amortecimento na direção longitudinal, pois não puderam ser verificadas nas curvas de cada condição.

A frequência natural de guinada para a condição 4 foi o único modo identificado nesta direção em todos os testes, não podendo ser comparada com outros valores, nem ser confirmada como frequência fundamental.

Vale ressaltar que muitos modos de vibrar não puderam ser identificados, mesmo nos testes com resultados consistentes, devido aos sinais de entrada randômicos e desconhecidos. Além disso, o sensor (artefato) e o software utilizados nestes testes não eram os mais indicados. Os equipamentos adequados para o teste realizado possuem um alto custo, considerado inviável para a realização deste trabalho de formatura.

A diferença das frequências naturais nas condições em que variam apenas a velocidade (40 km/h e 60 km/h) pode ser justificada pelo fato de os elementos rotativos do veículo possuírem diferentes frequências, podendo interferir nos sinais medidos pelo o sensor, e também pelos outros motivos já expostos nesta seção 7.4, como os modos acoplados ou a não excitação na frequência correta.

Mesmo com todas as dificuldades apresentadas ao longo da obtenção de dados e análise, os resultados obtidos, em geral, podem ser considerados satisfatórios. Pode-se verificar que a pressão nos pneus pouco influi nas frequências naturais baixas. Seu efeito é maior nas frequências altas, diminuindo a magnitude das vibrações quando a pressão for reduzida. Também foi possível notar que quando o carregamento do veículo foi consideravelmente maior, a frequência natural foi reduzida.

7.4.11. Variação do carregamento e da frequência natural

Como foi demonstrado na seção 5.3, a frequência natural na direção vertical da massa suspensa do veículo depende da rigidez equivalente e da massa, apenas. As molas não foram alteradas, somente a pressão nos pneus, entretanto, ficou comprovado na seção 7.4.10 que essa variação pouco afeta a frequência natural do veículo. Já a massa foi alterada, provocando uma redução na frequência fundamental vertical. Nas condições de 1 a 6, o carregamento era de 1018 kg. Já nas condições de 7 a 9, o carregamento foi aumentado para 1313 kg.

Dividindo-se a equação (27), da frequência natural, de uma condição qualquer **A** por outra condição qualquer **B**, tem-se:

$$\frac{f_{nA}}{f_{nB}} = \sqrt{\frac{RR_A}{m_A}} \cdot \sqrt{\frac{m_B}{RR_B}}$$

Mas, comparando-se todas as condições do presente projeto, a variação da rigidez equivalente pode ser considerada desprezível, isto é, RR_A possui o mesmo valor de RR_B . Então, chega-se à equação (30):

$$\frac{f_{nA}}{f_{nB}} = \sqrt{\frac{m_B}{m_A}} \quad (30)$$

A Tabela 7.2 apresenta os valores da variação das frequências naturais e da raiz quadrada da variação das massas entre as condições 1 e 7 e, da mesma forma, entre as condições 2 e 8. Os erros percentuais também foram calculados.

Tabela 7.2 – Variação da massa e da frequência natural

Condição	1	7	2	8
Massa total (kg)	1018	1313	1018	1313
fn vertical (Hz)	1,3672	1,1500	1,4648	1,2695
$\frac{f_{nA}}{f_{nB}}$	1,188869565		1,153840095	
$\sqrt{\frac{m_B}{m_A}}$	1,135686528		1,135686528	
Erro	4,68%		1,60%	

7.5. Conforto veicular – ISO 2631

Nesta seção, será avaliado o conforto veicular das condições 1 a 9 do veículo Toyota Etios 1.3 X de acordo com a ISO 2631-1 (1997) no trajeto apresentado na seção 6.7. A rotina computacional utilizada no software MatLab para a análise do conforto veicular é apresentada no APÊNDICE B.

Diferentemente do ocorrido na análise modal, esta análise será abordada como um todo, e não caso a caso. Como não é necessária uma avaliação gráfica ou mais detalhada, é apresentada apenas uma tabela com os resultados.

Além disso, apesar de as condições 3, 6 e 9 apresentarem resultados inconsistentes na análise modal, na avaliação de conforto elas serão consideradas normalmente. Nesta seção, não é necessário que o sinal possua a frequência de excitação adequada para a interpretação de uma curva. O conforto será avaliado de acordo com a intensidade, período total e frequência das vibrações medidas, independentemente da forma que apresentem.

O procedimento foi o mesmo para cada condição. Foi utilizado um filtro passa-banda para retirar as frequências indesejadas do sinal. A aceleração eficaz, a_{rms} , foi calculada de acordo com a equação (1), utilizando o período da medição.

Como os indivíduos dentro do veículo estavam sentados, foram utilizados os fatores de ponderação para banda de terço de oitava adequados para essa situação, w_k e w_d , tabelados na ISO 2631-1 (1997), para o cálculo da aceleração ponderada, a_w , nas direções vertical (Z), longitudinal (X) e lateral (Y), como indicado na equação (2). Por fim, com o auxílio da equação (3) e utilizando-se os fatores multiplicativos adimensionais com valor unitário, já que está sendo analisado apenas o conforto, obtém-se a aceleração ponderada total, a_{eq} , com a qual é possível determinar o nível de conforto para cada condição, de acordo com a norma. A Tabela 7.3 mostra os resultados obtidos para as condições de 1 a 9 após as etapas descritas acima.

Tabela 7.3 – Avaliação de conforto de acordo com a ISO 2631-1 (1997)

Condição	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Veloc. (km/h)	40	60	20	40	60	20	40	60	20
P-pneus (psi)	32/29	32/29	32/29	22/19	22/19	22/19	32/29	32/29	32/29
Carregam. (kg)	78	78	78	78	78	78	373	373	373
$a_w x$ (m/s ²)	0,2608	0,4014	0,1882	0,2737	0,3774	0,1777	0,2080	0,3101	0,1612
$a_w y$ (m/s ²)	0,2593	0,5100	0,1777	0,2539	0,5350	0,1750	0,2549	0,5209	0,1487
$a_w z$ (m/s ²)	0,6533	1,1063	0,4930	0,6531	1,0604	0,4978	0,6039	0,8627	0,4705
a_{eq} (m/s ²)	0,7497	1,2827	0,5569	0,7522	1,2462	0,5567	0,6877	1,0544	0,5192
Nível de conforto (1 a 6)	3	4	2	3	4	2	3	4	2

Com base na Tabela 2.1 e nas acelerações ponderadas totais obtidas para cada condição, foram classificados os níveis de conforto de 1 a 6, em que:

- 1- Confortável;
- 2- Um pouco confortável;
- 3- Moderadamente desconfortável;
- 4- Desconfortável;
- 5- Muito desconfortável;
- 6- Extremamente desconfortável.

O primeiro diagnóstico que se pode fazer, em se tratando da validação da análise modal, é que o conforto veicular praticamente não é influenciado pela pressão dos pneus. Percebe-se uma pequena variação da aceleração ponderada total se comparadas, duas a duas, as condições em que apenas a pressão dos pneus é alterada. Além disso, ratificando a análise modal, pode-se observar que nas condições com carregamentos maiores, a aceleração ponderada total é menor, ocasionando em um maior conforto veicular para os passageiros, resultado também semelhante ao da seção 7.4.10.

A segunda conclusão obtida pela Tabela 7.3, é que quanto menor a velocidade constante do veículo, maior será o conforto dos passageiros. Isso quer dizer que, apesar de não influenciar nos modos de vibrar da massa suspensa do veículo, a velocidade influencia na intensidade das vibrações transmitidas aos ocupantes do automóvel. Isso pode ser explicado pelo fato de, ao se mover com uma velocidade maior, o veículo possuir maior energia cinética. Então, ao se impactar com as irregularidades da pista com maior energia, é esperado que as vibrações no veículo sejam maiores. Também se deve levar em consideração que com velocidades maiores, os componentes do veículo giram com uma rotação maior, causando maiores vibrações.

Por fim, a última ponderação a qual se pode chegar é que os níveis de conforto para todas as condições, principalmente as com velocidade de 40 e 60

km/h, não são bons. Mas isso não quer dizer que as suspensões do Toyota Etios 1.3 X sejam ruins, muito menos que os testes realizados não sejam satisfatórios. Os níveis de conforto não apresentaram bons resultados porque as pistas da Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira em que foram realizados os testes possuem muitas irregularidades, principalmente na Av. Prof. Mello Moraes (Raia).

8. CONCLUSÕES

Como se pode perceber no decorrer do presente trabalho, as medições compõem a parte mais importante do projeto, uma vez que sem elas não haveria dados para serem analisados. Entretanto, vários obstáculos surgiram durante a realização dos testes.

O primeiro deles foram os milhares de veículos que circulam diariamente pela Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira. Alguns desses veículos trafegavam com velocidade muito baixa, fazendo com que o carro com o sensor tivesse que se desviar do trajeto ou reduzir sua velocidade. Porém, para se comparar os resultados das diferentes condições (velocidade, pressão nos pneus e carregamento), o percurso deve ser o mesmo em todos os testes, passando pelas mesmas irregularidades da pista e excitando o carro com as mesmas frequências de entrada. Além disso, é desejável que a velocidade seja constante, primeiramente, para se comparar como as diferentes velocidades influenciam no conforto e nos modos de vibrar, depois, porque não é almejado que o automóvel freie ou acelere durante os testes, causando vibrações indesejadas. Por isso, vários testes tiveram que ser refeitos em horários alternativos, como após as 22 horas nos dias de semana e na parte da tarde nos domingos.

Resolvido o problema de outros veículos trafegando com velocidade relativamente baixa, havia a questão de como se realizar exatamente o mesmo trajeto em todos os testes. Para isso, adotou-se como guia a faixa pintada na cor branca mais à direita da pista, na qual a roda esquerda do Toyota Etios deveria seguir em todo o percurso. Mas, infelizmente, boa parte desta faixa branca estava apagada no trajeto escolhido, dificultando a realização das medições.

Mesmo com todas as dificuldades levantadas, as medições foram realizadas com sucesso, mas fica a ressalva das dificuldades encontradas para a realização de trabalhos futuros semelhantes.

Na análise modal, o primeiro obstáculo foi o sinal de entrada. Como ele era randômico e desconhecido, não se sabia ao certo qual a frequência de excitação. Isso pode ter ocasionado o não aparecimento de alguns modos de vibrar. Vale

recomendar que medições para análises modais não sejam realizadas nestas condições, já que muitos resultados podem ser omitidos. Além disso, os testes realizados a 20 km/h não trouxeram resultados coerentes. Mais uma observação a ser feita: as medições em veículos Toyota Etios 1.3 X a 20 km/h, com o invólucro do sensor semelhante ao utilizado no presente trabalho, no mesmo percurso realizado na USP e com a utilização do software Baseflight, não são recomendadas para posterior análise modal, pois podem apresentar resultados inconsistentes.

Apesar das dificuldades na obtenção dos dados e dos pontos negativos levantados na análise modal, os resultados foram bem satisfatórios. Prova disso são os erros de 4,68% e 1,60%, considerados baixos, obtidos na seção 7.4.11, em que são comparadas a variação de carregamento do veículo com a variação de frequência natural de acordo com a equação (30).

A primeira das conclusões alcançadas na análise modal foi a respeito da pressão dos pneus. Pode-se observar que a variação na pressão dos pneus pouco influencia nos modos de vibrar com frequências baixas, somente nos com frequências altas. Sendo assim, a variação da pressão dos pneus pouco importa para a avaliação do conforto veicular. A segunda constatação obtida é o fato de a velocidade não levar a uma alteração nos modos de vibrar do veículo. Entretanto não se pode afirmar o mesmo a respeito do conforto.

A pequena diferença verificada entre as frequências naturais obtidas nas condições em que somente as velocidades diferem pode ser explicada pelo fato de, no veículo, existirem modos de vibrar acoplados, ou então devido a outros componentes do carro que estivessem vibrando, causando interferência nos sinais medidos pelo sensor.

Ainda, verificou-se na análise modal que o carregamento do veículo altera significativamente os modos de vibrar da massa suspensa do carro, como era de se esperar, de acordo com a seção 5.3. Com um carregamento maior, as frequências naturais diminuem, o que acarreta um maior conforto aos passageiros.

Os testes realizados também não foram ideais para a avaliação do conforto veicular pela norma ISO 2631-1 (1997). A máxima frequência de amostragem do

software Basefligh é de 100 Hz, considerada muito baixa para esse tipo de análise. Ainda, deve-se ressaltar que a instrumentação também não foi adequada. O artefato utilizado para proteger o sensor era muito robusto se comparado ao indicado pela norma, podendo ter influenciado nos resultados. Além disso, é indicado que se utilize mais de um sensor nas medições para a ISO, coletando as vibrações em diferentes pontos.

Mesmo com os pontos negativos levantados acima, os resultados da análise pela ISO 2631-1 (1997) foram satisfatórios para o presente trabalho. Pode-se validar as conclusões obtidas na análise modal, verificando-se que a pressão dos pneus quase não influencia na variação do conforto. Além disso, observou-se que para carregamentos maiores, o conforto também é maior, resultado já sinalizado na análise modal.

Pela ISO 2631-1 (1997), ainda se pode concluir que em veículos com velocidades menores, o conforto é maior. Uma possível explicação é que automóveis se locomovendo com maior velocidade possuem maior energia cinética, resultando em maiores vibrações no impacto com as irregularidades da pista. Além disso, vale ressaltar que a velocidade não altera os parâmetros característicos do veículo, só os sinais de entrada, não influenciando nos resultados da análise modal, apenas no conforto.

Por último, chegou-se a níveis ruins de conforto nos testes realizados, principalmente nas condições 1, 4 e 7 (40 km/h) e 2, 5 e 8 (60 km/h). Mas isso não quer dizer que o problema esteja na suspensão do Toyota Etios ou nas medições realizadas. Infelizmente, os resultados ruins são devidos às diversas irregularidades nas pistas da Cidade Universitária da USP – Campus Armando de Salles Oliveira, principalmente na Av. Prof. Mello Moraes (Raia).

REFERÊNCIAS

- 4 Autos, site acessado em Agosto de 2015.
<http://4autos.com.br/Produto.aspx?CP=55496>
- 4x4 Brasil, site acessado em Julho de 2015.
<http://www.4x4brasil.com.br/forum/frota-4x4-brasil/48227-dodge-dakota-4x4-deep-purple.html>
- Akiyama, M. K., “Suspensão de veículos – um estudo de caso”. Dissertação de mestrado, UNESP, Guaratinguetá, 2005.
- Anna, C. R. A., “Simulações e Controle de um Sistema de Suspensão Simplificado”, 2002.
- Associação Brasileira de Educação de Engenharia (ABENGE), site acessado em Novembro de 2015.
<http://www.abenge.org.br/CobengeAnteriores/2012/artigos/103695.pdf>
- Autopeças Pellegrino, site acessado em Fevereiro de 2015.
<http://www.pellegrino.com.br/node/82408>
- Autopeças Xavier, acessado em Junho de 2015.
http://www.autopecasxavier.com.br/Coxim_sup_do_amortecedor_Suspensao_dianteira_Palio_96_00.p.8148p.aspx
- Barbosa, R. S., “Vehicle dynamic response due to pavement roughness”, Journal of Transportation Engineering, 2011.
- Barbosa, R. S., “Vehicle Vibration Response Subjected to Longwave Measured Pavement Irregularity”, Journal of Mechanical Engineering and Automation, 2011
- Beer, F. P., Johnston, E. R., “Mecânica vetorial para engenheiros – Cinemática e Dinâmica”, McGraw-Hill, 1991.

Beer, F. P., Johnston, E. R., “Mecânica vetorial para engenheiros – Estática”, McGraw-Hill, 1991.

Best, A., “Vehicle ride – stages in comprehension”, Phys. Technology, 1984.

BMW, site acessado em Maio de 2015.

http://www.bmw.com/com/en/insights/technology/technology_guide/articles/mm_dynamic_stability_control.html

Bosch, R., “Automotive Handbook”, SAE, 2012.

Carplace da Uol, site acessado em Março de 2015.

<http://carplace.uol.com.br/video-mercedes-usa-galinhas-para-mostrar-tecnologia-de-estabilidade/>

Clark, S. K., “Mechanics of Pneumatic Tires”, US Department of Transportation, 1981.

Cossolino, L. C., Pereira, A. H. A., “Amortecimento: classificação e métodos de determinação”, ATCP, 2000.

Cox, H. L., “The riding qualities of wheeled vehicles”, I. Mech. E, 1955.

Cursando Engenharia, site acessado em Novembro de 2015.

<https://cursandoengenharia.wordpress.com/2011/05/27/eixo-de-torcao-a-solucao-intermediaria/>

Darus, R., Sam, Y. M., “Modeling and Control Active Suspension System for a Full Car Model”, Faculty of Electrical Engineering, Universiti Teknologi Mara (UiTM), Faculty of Electrical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia (UTM), 2009.

Dicionário Michaelis, site acessado em Setembro de 2015.

<http://michaelis.uol.com.br/>

Dixon, J., “The Shock Absorber Handbook”, SAE, 1999.

Freitas, L. M. P., “Estudo da Dinâmica Vertical de uma Suspensão Veicular do Tipo MacPherson”, 2006.

Gillespie, T. D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, 1992.

How Stuff Works – Brasil, site acessado em Outubro de 2014.

<http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros.htm>

Inman, D. J., "Engineering Vibration", Prentice Hall, 2001.

InvenSense, site acessado em Novembro de 2015.

<http://store.invensense.com/ProductDetail/MPU6000-InvenSense-Inc/420595/>

ISO International Organization for Standardization, "ISO 2631-1 : Evaluation of human exposure to whole-body vibration", 1997.

Junior, V. A., "Parametrização dos Valores de Geometria do Sistema de Suspensão de Veículos de Passageiros", 2007.

Kenneth, B., "A short history of suspension", 2006, site acessado em Janeiro de 2015.

<http://www.citroen.mb.ca/citroenet/miscellaneous/suspension/suspension1.html>

Kirstein, J. C., "Suspension system optimization to reduce whole body vibration exposure on an articulated dump truck". Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). StellenBosch University, Matieland, África do Sul, 2005.

Lanchester, F. W., "Some problems peculiar to the design of the automobile", 1907.

Le Freve, W. F., "The highway truck ride problem", SAE, 1965.

Mecânica Industrial, site acessado em Março de 2015.

<http://www.mecanicaindustrial.com.br/conteudo/388-uso-das-molas-de-lamina>

MSPC – informações técnicas, site acessado em Maio de 2015.

http://www.mspc.eng.br/contr/ctrl_0220.shtml

Neto, A. C., Prado, M., "Suspensão de veículos comerciais", UCS, 2005.

Neves, I. C., "Dinâmica dos Sistemas de Partículas e dos Corpos Rígidos", 2005.

Okabe, E. P., “Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular”, 2003.

Olley, M., “Independent wheel suspension – its whys and wherefores”, SAE, 1934.

Park, S. J., Sohn, J. H., “Effects of camber angle control of front suspension on vehicle dynamics behaviors”. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, pp 307-313.

Perseguiim, O. T., “Dinâmica veicular relativa ao *ride* de veículos e métricas para sua avaliação”, Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, 2005.

Pesce, C. P., “Dinâmica dos Corpos Rígidos”, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2004.

Popp, K., Schiehlen, W., “Ground Vehicle Dynamics”, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.

Rengaraj, C., Crolla, D., “Integrated chassis control to improve vehicle handling dynamics performance”, SAE, 2011.

Rowell, H. S., “Principles of vehicle suspension”, 1922.

Sam’s Automotive Blog, site acessado em Maio de 2015.
<https://kingsleyp.wordpress.com/tag/decauville/>

Scalzi, S. “Integrated control of active steering and electronic differentials in four wheel drive and steering vehicle”, Ph.D. Dissertation on Sensorial and Learning Systems – Electronic Engineering Department, University of Rome Tor Vergata, 2009.

Shibahata, Y., “Progress and future direction of Chassis control technology. *Annual Reviews in Control*”, 2005.

Shigley, J. E., “Cinemática dos mecanismos”, Edgar Blücher, 1970.

Shigley, J. E., “Dinâmica das máquinas”, Edgar Blücher, 1970.

Wikipedia, site acessado em Janeiro de 2015.

https://en.wikipedia.org/wiki/1949_Ford; https://en.wikipedia.org/wiki/Lotus_99T

Wilson, Q., “O Livro dos carros clássicos”, Rio de Janeiro: Ediouro Publicações, 2000.

APÊNDICE A – Rotina computacional da análise modal

```
%Arquivo de tratamento de dados
clear all
close all

M = csvread('Nome do arquivo.csv',1,0); %Importar dados coletados no
sensor

%Sensor - aceleração Ax
subplot(311)
plot((M(:,1)-M(1,1))*0.001,M(:,5)),grid
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Ax (g)')
title('Dados obtidos pelo acelerômetro')

%Sensor - aceleração Ay
subplot(312)
plot((M(:,1)-M(1,1))*0.001,M(:,6)),grid
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Ay (g)')

%Sensor - aceleração Az
subplot(313)
plot((M(:,1)-M(1,1))*0.001,M(:,7)),grid
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Az (g)')

%Sensor - velocidade angular Wx
figure,subplot(311)
plot((M(:,1)-M(1,1))*0.001,M(:,2)),grid
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Wx (rad/s)')
title('Dados obtidos pelo giroscópio')

%Sensor - velocidade angular Wy
subplot(312)
plot((M(:,1)-M(1,1))*0.001,M(:,3)),grid
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Wy (rad/s)')

%Sensor - velocidade angular Wz
subplot(313)
plot((M(:,1)-M(1,1))*0.001,M(:,4)),grid
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Wz (rad/s)')

Fs = 100; %Frequência de amostragem
g = 9.80665; %Aceleração da gravidade

A = M(:,5:7); %Matriz das acelerações X,Y,Z
W = M(:,2:4); %Matriz das velocidade angulares WX,WY,WZ
```

```

t = (M(:,1)-M(1,1))*0.001; %Vetor do tempo
t1 = (0:1/Fs:max(t))'; %Vetor do tempo para interpolação - correção das
frequências fora de 100 Hz

a = 2*pi*17/360; %Correção do ângulo de posicionamento do sensor
R = [cos(a) 0 -sin(a);0 1 0;sin(a) 0 cos(a)]; %Matriz de rotação do eixo
Y
AR = ((R*A')'*g); %Matriz das acelerações rotacionadas
WR = (R*W')'; %Matriz das velocidades angulares rotacionadas

figure,plot(t,AR),grid
title('Acelerações rotacionadas (SI)')
legend('Ax','Ay','Az')
xlabel('tempo (s)')
ylabel('A (m/s²)')

figure,plot(t,WR),grid
title('Velocidades angulares rotacionadas (SI)')
legend('Wx','Wy','Wz')
xlabel('tempo (s)')
ylabel('W (rad/s)')

x = (AR(:,1)); %Aceleração X
y = (AR(:,2)); %Aceleração Y
z = (AR(:,3))-g; %Aceleração Z
wx = WR(:,1); %Velocidade angular WX
wy = WR(:,2); %Velocidade angular WY
wz = WR(:,3); %Velocidade angular WZ

%Interpolação para corrigir as frequências fora de 100 Hz
x1 = interp1(t,x,t1);
y1 = interp1(t,y,t1);
z1 = interp1(t,z,t1);
wx1 = interp1(t,wx,t1);
wy1 = interp1(t,wy,t1);
wz1 = interp1(t,wz,t1);

%Gráfico da aceleração vertical após rotação e interpolação
figure,plot(t1,z1),grid
title('Az após interpolação')
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Az (m/s²)')

%Nova amostra de dados em uma frequência menor (25 Hz) após filtro passa-
baixa e decimação
k = 4;
xd = decimate(x1,k);
yd = decimate(y1,k);
zd = decimate(z1,k);
wxd = decimate(wx1,k);
wyd = decimate(wy1,k);
wzd = decimate(wz1,k);

```

```

h = spectrum.welch;    %Criar um Welch spectral estimator

%Cálculo do PSD para frequência 100 Hz - exemplo para ilustrar a diferença
com o PSD após o decimate
Hpsd = psd(h,z,'Fs',100);

figure,plot(Hpsd)
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')

figure,loglog(Hpsd.Frequencies,Hpsd.Data),grid
axis([0.3 60 10^-4 10^0])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral aceleração vertical (Az)')

%Cálculo do PSD após filtro e frequência menor (25 Hz)
Fs2 = 100/k;
Hpsd1 = psd(h,zd,'Fs',Fs2);
Hpsd2 = psd(h,xd,'Fs',Fs2);
Hpsd3 = psd(h,yd,'Fs',Fs2);
Hpsd4 = psd(h,wzd,'Fs',Fs2);
Hpsd5 = psd(h,wxd,'Fs',Fs2);
Hpsd6 = psd(h,wyd,'Fs',Fs2);

%Gráficos loglog dos PSD's com 25 Hz
figure,loglog(Hpsd1.Frequencies,Hpsd1.Data),grid
axis([0.08 20 10^-6 10^0])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral aceleração vertical (Az)')
    %Achar a frequência natural e o fator de amortecimento
    fn1 = 0;
    fl1 = 1;
    inicio = 1;
    while (fn1 < fl1)
        inicio = inicio + 1;
        max1 = findpeaks(Hpsd1.Data(inicio:end));
        peak1 = max(max1);
        index1 = find(Hpsd1.Data==peak1);
        fn1 = Hpsd1.Frequencies(index1);
        Q1 = peak1*0.707;
        fl1 = interp1(Hpsd1.Data(1:index1),Hpsd1.Frequencies(1:index1),Q1);
    %Frequência 1 de 0,707*pico
        flb =
    interp1(Hpsd1.Data(index1:end),Hpsd1.Frequencies(index1:end),Q1);
    %Frequência 2 de 0,707*pico
    end
    figure,loglog(Hpsd1.Frequencies,Hpsd1.Data),grid
    axis([0.08 20 10^-6 10^0])
    xlabel('Frequência (Hz)')
    ylabel('dB/Hz')
    title('Gráfico log - análise espectral aceleração vertical (Az)')

```

```

text(fn1,peak1,num2str(fn1),'color','b','HorizontalAlignment','center','VerticalAlignment','bottom')

text(f1a,Q1,num2str(f1a),'color','b','HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','top')

text(f1b,Q1,num2str(f1b),'color','b','HorizontalAlignment','left','VerticalAlignment','top')
    hold on
    plot([0.01,100],[Q1 Q1],'r-');
    amort1 = abs(f1b-f1a)/(2*fn1);

figure,loglog(Hpsd2.Frequencies,Hpsd2.Data),grid
axis([0.08 20 10^-6 10^0])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral aceleração longitudinal (Ax)')
%Achar a frequência natural e o fator de amortecimento
fn2 = 0;
f2a = 1;
inicio = 1;
while (fn2 < f2a )
    inicio = inicio + 1;
    max2 = findpeaks(Hpsd2.Data(inicio:end));
    peak2 = max(max2);
    index2 = find(Hpsd2.Data==peak2);
    fn2 = Hpsd2.Frequencies(index2);
    Q2 = peak2*0.707;
    f2a = interp1(Hpsd2.Data(1:index2),Hpsd2.Frequencies(1:index2),Q2);
%Frequência A de 0,707*pico
    f2b =
interp1(Hpsd2.Data(index2:end),Hpsd2.Frequencies(index2:end),Q2);
%Frequência B de 0,707*pico
end
figure,loglog(Hpsd2.Frequencies,Hpsd2.Data),grid
axis([0.08 20 10^-6 10^0])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral aceleração longitudinal (Ax)')

text(fn2,peak2,num2str(fn2),'color','b','HorizontalAlignment','center','VerticalAlignment','bottom')

text(f2a,Q2,num2str(f2a),'color','b','HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','top')

text(f2b,Q2,num2str(f2b),'color','b','HorizontalAlignment','left','VerticalAlignment','top')
    hold on
    plot([0.01,100],[Q2 Q2],'r-');
    amort2 = abs(f2b-f2a)/(2*fn2);

figure,loglog(Hpsd3.Frequencies,Hpsd3.Data),grid
axis([0.08 20 10^-6 10^1])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral aceleração lateral (Ay)')

```

```

%Achar a frequencia natural e o fator de amortecimento
fn3 = 0;
f3a = 1;
inicio = 1;
while (fn3 < f3a)
    inicio = inicio + 1;
    max3 = findpeaks(Hpsd3.Data(inicio:end));
    peak3 = max(max3);
    index3 = find(Hpsd3.Data==peak3);
    fn3 = Hpsd3.Frequencies(index3);
    Q3 = peak3*0.707;
    f3a = interp1(Hpsd3.Data(1:index3),Hpsd3.Frequencies(1:index3),Q3);
%Frequência 1 de 0,707*pico
    f3b =
interp1(Hpsd3.Data(index3:end),Hpsd3.Frequencies(index3:end),Q3);
%Frequência 2 de 0,707*pico
    end
    figure,loglog(Hpsd3.Frequencies,Hpsd3.Data),grid
    axis([0.08 20 10^-6 10^1])
    xlabel('Frequência (Hz)')
    ylabel('dB/Hz')
    title('Gráfico log - análise espectral aceleração lateral (Ay)')

text(fn3,peak3,num2str(fn3),'color','b','HorizontalAlignment','center','VerticalAlignment','bottom')

text(f3a,Q3,num2str(f3a),'color','b','HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','top')

text(f3b,Q3,num2str(f3b),'color','b','HorizontalAlignment','left','VerticalAlignment','top')
    hold on
    plot([0.01,100],[Q3 Q3],'r-');
    amort3 = abs(f3b-f3a)/(2*fn3);

figure,loglog(Hpsd4.Frequencies,Hpsd4.Data),grid
axis([0.08 20 10^-5 10^2])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral velocidade de guinada (Wz)')
%Achar a frequencia natural e o fator de amortecimento
fn4 = 0;
f4a = 1;
inicio = 1;
while (fn4 < f4a)
    inicio = inicio + 1;
    max4 = findpeaks(Hpsd4.Data(9:end));
    peak4 = max(max4);
    index4 = find(Hpsd4.Data==peak4);
    fn4 = Hpsd4.Frequencies(index4);
    Q4 = peak4*0.707;
    f4a = interp1(Hpsd4.Data(1:index4),Hpsd4.Frequencies(1:index4),Q4);
%Frequência 1 de 0,707*pico
    f4b =
interp1(Hpsd4.Data(index4:end),Hpsd4.Frequencies(index4:end),Q4);
%Frequência 2 de 0,707*pico
    end
    figure,loglog(Hpsd4.Frequencies,Hpsd4.Data),grid
    axis([0.08 20 10^-5 10^2])

```

```

xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral velocidade de guinada (Wz)')

text(fn4,peak4,num2str(fn4),'color','b','HorizontalAlignment','center','VerticalAlignment','bottom')

text(f4a,Q4,num2str(f4a),'color','b','HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','top')

text(f4b,Q4,num2str(f4b),'color','b','HorizontalAlignment','left','VerticalAlignment','top')
hold on
plot([0.01,100],[Q4 Q4],'r-');
amort4 = abs(f4b-f4a)/(2*fn4);

figure,loglog(Hpsd5.Frequencies,Hpsd5.Data),grid
axis([0.08 20 10^-5 10^1])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral velocidade de rolagem (Wx)')
%Achar a frequência natural e o fator de amortecimento
fn5 = 0;
f5a = 1;
inicio = 1;
while (fn5 < f5a)
    inicio = inicio + 1;
    max5 = findpeaks(Hpsd5.Data(inicio:end));
    peak5 = max(max5);
    index5 = find(Hpsd5.Data==peak5);
    fn5 = Hpsd5.Frequencies(index5);
    Q5 = peak5*0.707;
    f5a = interp1(Hpsd5.Data(1:index5),Hpsd5.Frequencies(1:index5),Q5);
%Frequência 1 de 0,707*pico
f5b =
interp1(Hpsd5.Data(index5:end),Hpsd5.Frequencies(index5:end),Q5);
%Frequência 2 de 0,707*pico
end
figure,loglog(Hpsd5.Frequencies,Hpsd5.Data),grid
axis([0.08 20 10^-5 10^1])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral velocidade de rolagem (Wx)')

text(fn5,peak5,num2str(fn5),'color','b','HorizontalAlignment','center','VerticalAlignment','bottom')

text(f5a,Q5,num2str(f5a),'color','b','HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','top')

text(f5b,Q5,num2str(f5b),'color','b','HorizontalAlignment','left','VerticalAlignment','top')
hold on
plot([0.01,100],[Q5 Q5],'r-');
amort5 = abs(f5b-f5a)/(2*fn5);

figure,loglog(Hpsd6.Frequencies,Hpsd6.Data),grid
axis([0.08 20 10^-5 10^2])
xlabel('Frequência (Hz)')

```

```

ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral velocidade de arfagem (Wy)')
%Achar a frequencia natural e o fator de amortecimento
fn6 = 0;
f6a = 1;
inicio = 1;
while (fn6 < f6a)
    inicio = inicio + 1;
    max6 = findpeaks(Hpsd6.Data(inicio:end));
    peak6 = max(max6);
    index6 = find(Hpsd6.Data==peak6);
    fn6 = Hpsd6.Frequencies(index6);
    Q6 = peak6*0.707;
    f6a = interp1(Hpsd6.Data(1:index6),Hpsd6.Frequencies(1:index6),Q6);
%Frequência 1 de 0,707*pico
    f6b =
interp1(Hpsd6.Data(index6:end),Hpsd6.Frequencies(index6:end),Q6);
%Frequência 2 de 0,707*pico
end
figure,loglog(Hpsd6.Frequencies,Hpsd6.Data),grid
axis([0.08 20 10^-5 10^2])
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('dB/Hz')
title('Gráfico log - análise espectral velocidade de arfagem (Wy)')

text(fn6,peak6,num2str(fn6),'color','b','HorizontalAlignment','center','VerticalAlignment','bottom')

text(f6a,Q6,num2str(f6a),'color','b','HorizontalAlignment','right','VerticalAlignment','top')

text(f6b,Q6,num2str(f6b),'color','b','HorizontalAlignment','left','VerticalAlignment','top')
hold on
plot([0.01,100],[Q6 Q6],'r-');
amort6 = abs(f6b-f6a)/(2*fn6);

amort = [amort1 amort2 amort3 amort4 amort5 amort6]; %vetor dos fatores
de amortecimento
fn = [fn1 fn2 fn3 fn4 fn5 fn6]; %vetor das frequências naturais

```

APÊNDICE B – Rotina computacional da ISO 2631-1 (1997)

```
% Filtro passa-banda
```

```
function [output] = passa_banda(f_inferior, f_superior, input, passo_tempo)
sample_rate = 1/passo_tempo;
W1 = f_inferior/sample_rate;
W2 = f_superior/sample_rate;
Wp = [W1 W2];
Ws = [W1/((2)^(1/3)) W2*((2)^(1/3))];
Rp = 1;
Rs = 12;
[n,Wn] = buttord(Wp,Ws,Rp,Rs);
[num den] = butter(n, Wn);
output = filter(num, den, input);
end
```

```
% Norma ISO
```

```
function [aw, vdv, aw_1, aw_2, aeq] = iso2631(leitura, leitura_1,
leitura_2, passo_tempo)
```

```
%Curva de ponderacao para eixo z, motorista sentado
%wk coeficiente de ponderação e f frequencia central da banda
wk = zeros(44);
wd = zeros(44);
f = zeros(44);
tempo_inicial = 0;
tempo_final = leitura(length(leitura(:,1)),1)-leitura(1,1);
wk(8) = 0.0312;
wk(9) = 0.0486;
wk(10) = 0.079;
wk(11) = 0.121;
wk(12) = 0.182;
wk(13) = 0.263;
wk(14) = 0.352;
wk(15) = 0.418;
wk(16) = 0.459;
wk(17) = 0.477;
wk(18) = 0.482;
wk(19) = 0.484;
wk(20) = 0.494;
wk(21) = 0.531;
wk(22) = 0.631;
wk(23) = 0.804;
wk(24) = 0.967;
wk(25) = 1.039;
wk(26) = 1.054;
wk(27) = 1.036;
wk(28) = 0.988;
wk(29) = 0.902;
wk(30) = 0.768;
wk(31) = 0.636;
wk(32) = 0.513;
wk(33) = 0.405;
```



```
wk(34) = 0.314;  
wk(35) = 0.246;  
wk(36) = 0.186;  
wk(37) = 0.132;  
wk(38) = 0.0887;  
wk(39) = 0.054;  
wk(40) = 0.0285;  
wk(41) = 0.0152;  
wk(42) = 0.0079;  
wk(43) = 0.00398;  
wk(44) = 0.00195;
```

```
wd(8) = 0.0624;  
wd(9) = 0.0973;  
wd(10) = 0.158;  
wd(11) = 0.243;  
wd(12) = 0.365;  
wd(13) = 0.530;  
wd(14) = 0.713;  
wd(15) = 0.853;  
wd(16) = 0.944;  
wd(17) = 0.992;  
wd(18) = 1.011;  
wd(19) = 1.008;  
wd(20) = 0.968;  
wd(21) = 0.890;  
wd(22) = 0.776;  
wd(23) = 0.642;  
wd(24) = 0.512;  
wd(25) = 0.409;  
wd(26) = 0.323;  
wd(27) = 0.253;  
wd(28) = 0.212;  
wd(29) = 0.161;  
wd(30) = 0.125;  
wd(31) = 0.100;  
wd(32) = 0.080;  
wd(33) = 0.0632;  
wd(34) = 0.0494;  
wd(35) = 0.0388;  
wd(36) = 0.0295;  
wd(37) = 0.0211;  
wd(38) = 0.0141;  
wd(39) = 0.00863;  
wd(40) = 0.00455;  
wd(41) = 0.00243;  
wd(42) = 0.00126;  
wd(43) = 0.00064;  
wd(44) = 0.00031;
```

```
i = 1;  
f(i) = 0.02;  
f(i+10) = f(i)*10;  
f(i+20) = f(i)*100;  
f(i+30) = f(i)*1000;  
f(i+40) = f(i)*10000;  
i = 2;  
f(i) = 0.025;  
f(i+10) = f(i)*10;  
f(i+20) = f(i)*100;
```

```

f(i+30) = f(i)*1000;
f(i+40) = f(i)*10000;
i = 3;
f(i) = 0.0315;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;
f(i+40) = f(i)*10000;
i = 4;
f(i) = 0.04;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;
f(i+40) = f(i)*10000;
i = 5;
f(i) = 0.05;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;
i = 6;
f(i) = 0.063;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;
i = 7;
f(i) = 0.08;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;
i = 8;
f(i) = 0.1;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;
i = 9;
f(i) = 0.125;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;
i = 10;
f(i) = 0.16;
f(i+10) = f(i)*10;
f(i+20) = f(i)*100;
f(i+30) = f(i)*1000;

```

```
%Dinamica vertical
```

```
clear i
```

```
a_ponderado = zeros(length(leitura(:,1)), 44);
```

```

for i=15:37
    f_inferior = f(i)/(2^(1/6));
    f_superior = f(i)*(2^(1/6));
    if f_superior < (1/(2*passo_tempo))
        a_ponderado(:,i) = passa_banda(f_inferior, f_superior, leitura(:,2),
passo_tempo);
    end
end

```

```

ai = zeros (44);
aw = 0;

for j = 1:44
    for i = 1:length(leitura(:,1))
        ai(j) = ai(j) + a_ponderado(i,j)^2;
    end
    ai(j) = ((ai(j))*passo_tempo/tempo_final)^(1/2);
    aw = aw + (ai(j)*wk(j))^2;
end

aw = (aw)^(1/2);
vdv = 1;

%Dinamica lateral
clear i
clear j

a_ponderado_1 = zeros(length(leitura(:,1)), 44);

for i=15:37
    f_inferior_1 = f(i)/(2^(1/6));
    f_superior_1 = f(i)*(2^(1/6));
    if f_superior_1 < (1/(2*passo_tempo))
        a_ponderado_1(:,i) = passa_banda(f_inferior_1, f_superior_1,
leitura_1(:,2), passo_tempo);
    end
end

ai_1 = zeros (44);
aw_1 = 0;

for j = 1:44
    for i = 1:length(leitura_1(:,1))
        ai_1(j) = ai_1(j) + a_ponderado_1(i,j)^2;
    end
    ai_1(j) = ((ai_1(j))*passo_tempo/tempo_final)^(1/2);
    aw_1 = aw_1 + (ai_1(j)*wd(j))^2;
end

aw_1 = (aw_1)^(1/2);

%Dinamica longitudinal
clear i
clear j

a_ponderado_2 = zeros(length(leitura(:,1)), 44);

for i=15:37
    f_inferior_2 = f(i)/(2^(1/6));
    f_superior_2 = f(i)*(2^(1/6));
    if f_superior_2 < (1/(2*passo_tempo))
        a_ponderado_2(:,i) = passa_banda(f_inferior_2, f_superior_2,
leitura_2(:,2), passo_tempo);
    end
end

```

```

ai_2 = zeros (44);
aw_2 = 0;

for j = 1:44
    for i = 1:length(leitura_2(:,1))
        ai_2(j) = ai_2(j) + a_ponderado_2(i,j)^2;
    end
    ai_2(j) = ((ai_2(j))*passo_tempo/tempo_final)^(1/2);
    aw_2 = aw_2 + (ai_2(j)*wd(j))^2;
end

aw_2 = (aw_2)^(1/2);

% aceleração ponderada total

aeq = (aw^2 + aw_1^2 + aw_2^2)^(1/2);

end

% Cálculos e resultados

clear all
close all

M = csvread('Nome do arquivo.csv',1,0); %Importar dados coletados no
sensor

Fs = 100; %Frequência de amostragem
g = 9.80665; %Aceleração da gravidade

A = M(:,5:7); %Matriz das acelerações X,Y,Z
W = M(:,2:4); %Matriz das velocidades angulares WX,WY,WZ
t = (M(:,1)-M(1,1))*0.001; %Vetor do tempo
t1 = (0:1/Fs:max(t))'; %Vetor do tempo para interpolação - correção das
frequências fora de 100 Hz

a = 2*pi*17/360; %Correção do ângulo de posicionamento do sensor
R = [cos(a) 0 -sin(a);0 1 0;sin(a) 0 cos(a)]; %Matriz de rotação do eixo
Y
AR = ((R*A')'*g); %Matriz das acelerações rotacionadas
WR = (R*W)'; %Matriz das velocidades angulares rotacionadas

x = (AR(:,1)); %Aceleração X
y = (AR(:,2)); %Aceleração Y
z = (AR(:,3))-g; %Aceleração Z
wx = WR(:,1); %Velocidade angular WX
wy = WR(:,2); %Velocidade angular WY
wz = WR(:,3); %Velocidade angular WZ

%Interpolação para corrigir as frequências fora de 100 Hz
x1 = interp1(t,x,t1);
y1 = interp1(t,y,t1);
z1 = interp1(t,z,t1);
wx1 = interp1(t,wx,t1);
wy1 = interp1(t,wy,t1);

```

```
wz1 = interp1(t,wz,t1);

leitura_z = [t1, z1];
passo_tempo = leitura_z(2,1)-leitura_z(1,1);
leitura_y = [t1, y1];
leitura_x = [t1, x1];
[awz, vdv, awy, awx, aeq] = iso2631(leitura_z, leitura_y, leitura_x,
passo_tempo)
```