

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO E VIBRATÓRIO DA
SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO DE
PEQUENO PORTE “MINIBAJA”**

**Autor: Lúcio Stefano Valença de Souza 20015611-9
Orientador: Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira**

Campina Grande, fevereiro de 2003.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO
DINÂMICO E VIBRATÓRIO DA
SUSPENSÃO DE UM VEÍCULO DE
PEQUENO PORTE “MINIBAJA”

Autor: Lúcio Stefano Valença de Souza 20015611-9

Orientador: Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira

Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Trabalho de Dissertação, apresentado, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campina Grande, fevereiro de 2003.
Paraíba – Brasil



S729a Souza, Lúcio Stefano Valença de.
Análise do comportamento dinâmico e vibratório da suspensão de um veículo de pequeno porte "Minibaja" / Lúcio Stefano Valença de Souza. - Campina Grande, 2003.
57 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2003.
"Orientação : Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira".
Referências.

1. Veículo de Pequeno Porte - Minibaja. 2. Suspensão - Automóvel. 3. Comportamento Dinâmico e Vibratório. 4. Dissertação - Engenharia Mecânica. I. Oliveira, Natanael Victor de. II. Universidade Federal de Campina Grande - Campina Grande (PB). III. Título

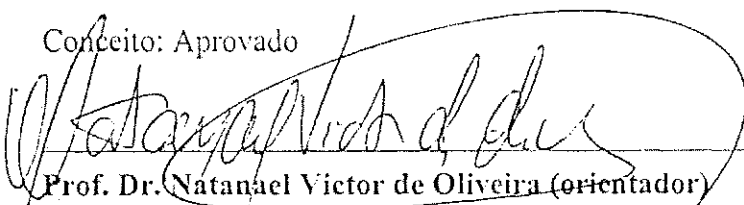
CDU 629.1(043)

UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA

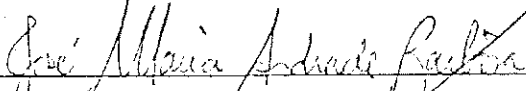
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Análise do Comportamento Dinâmico e
Vibratório da Suspensão de um Veículo de
Pequeno Porte “Minibaja”**

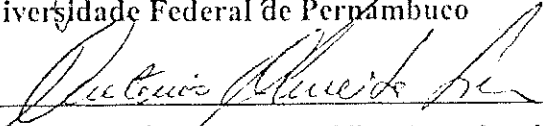
Conceito: Aprovado



Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira (orientador)
Universidade Federal de Campina Grande



Prof. Dr. José Maria Andrade Barbosa (membro externo)
Universidade Federal de Pernambuco



Prof. Dr. Antônio Almeida Silva (membro interno)
Universidade Federal de Campina Grande

Campina Grande, 28 de fevereiro de 2003.
PB - Brasil

A meus pais Sílvio Menezes de Souza e Lúcia
Valença de Souza, OFEREÇO. Com muito amor,
aos meus irmãos, DEDICO.

AGRADECIMENTOS

A Deus, alicerce da minha vida.

A meus pais, pelo amparo e paciência.

A meus irmãos e namorada, pelo estímulo durante a realização deste trabalho.

À CAPES, pela confiança depositada e ajuda financeira que contribuiu bastante para a realização deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Natanael Victor de Oliveira, pela ajuda e orientação recebidas e especialmente, pelo incentivo prestado no decorrer das minhas atividades profissionais.

À Universidade Federal de Campina Grande / CCT / DEM / por ter me concedido o ensejo de realizar este trabalho.

Ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, na pessoa do coordenador e demais professores do departamento e sua competente secretária Lúcia Márcia Donato Quirino.

A todos os professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica, pela dedicação e confiança em mim depositada.

À Equipe de Mecanografia da UFPB / ATECEL – Campus II, nas pessoas de Toinho, Crisóstomo, Joab e Daniel, pelos serviços de boa qualidade fornecidos durante a manutenção da minha vida acadêmica.

A todos os integrantes da equipe Minibaja

A todos que, de alguma forma, cooperaram na elaboração desta dissertação

SUMÁRIO

1. Introdução	01
1.1 Introdução Geral	01
1.2 Objetivos do Trabalho	03
1.3 Descrição do Trabalho	03
1.4 Conclusão	05
2. Revisão Bibliográfica	06
2.1 Introdução	06
2.2 Revisão de Literatura	06
2.2.1 Sistema Conservativo	10
2.2.2 Sistema Não-conservativo	11
2.3 Conclusão	14
3. Fundamentação Teórica, Modelo Físico e Formulação	
Matemática da Suspensão Veicular	15
3.1 Introdução	15
3.2 Projeto Minibaja	16
3.2.1 Configuração e Componentes	19
3.2.2 Obtenção das Constantes de Rigidez e Amortecimento da Suspensão	25
3.3 Modelo Físico da Suspensão Veicular: Sistema com um grau de liberdade ..	26
3.3.1 Modelo Físico da Suspensão Dianteira	29
3.3.2 Modelo Físico da Suspensão Traseira	30
3.3.3 Perfil da Estrada	31
3.4 Modelo Matemático: Sistema com um grau de liberdade	34

3.4.1 Perfil da Estrada Cossenoidal	35
3.5 Modelo Físico da Suspensão Veicular: Sistema com três graus de liberdade ..	38
3.6 Modelo Matemático: Sistema com três graus de liberdade	41
3.7 Conclusão	45
4. Resultados da Simulação com Dados Experimentais do Modelo Físico	46
4.1 Introdução	46
4.2 Resultados de Simulação: Sistema com um grau de liberdade	47
4.3 Resultados para o Deslocamento Vertical da Carroceria	50
4.4 Resultados para a Aceleração Vertical da Carroceria	54
4.5 Resultados de Simulação: Sistema com três graus de liberdade	57
4.6 Representação das Curvas das Respostas em Frequência e no Tempo	59
4.7 Conclusão	63
5. Conclusão Geral	64
5.1 Conclusão	64
5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros	66
Referências Bibliográficas	67
Apêndices	
Apêndice A - Programas Computacionais da Suspensão Veicular do Minibaja	
Apêndice B – Sistemas que Compõem o Veículo Minibaja	
Apêndice C – Componentes Principais que Compõem Veículo o Minibaja	

RESUMO

SOUZA, Lúcio Stefano Valença de. *Análise do Comportamento Dinâmico e Vibratório da Suspensão de um Veículo de Pequeno Porte "Minibaja"*. Campina Grande: Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Campina Grande. 2003. 71p Dissertação (Mestrado).

Neste trabalho apresenta-se um estudo sobre o comportamento dinâmico e vibratório da suspensão veicular de um minibaja, sendo este, projetado para trafegar em quaisquer condições de tempo e terreno. Para esta análise, são feitos dois modelos matemáticos para a suspensão, o primeiro possuindo um grau de liberdade com o veículo em movimento sobre um perfil de estrada cossenoidal, e o segundo com três graus de liberdade com ele parado, esse sistemas são simulados em um processo digital que cria um sinal de excitação, podendo ser aplicado nos modelos matemáticos. Os resultados obtidos para a primeira situação mostram que, aumentando-se o comprimento de onda da estrada os deslocamentos verticais da carroceria diminuem, porém com o aumento da velocidade, as acelerações verticais da carroceria e as forças transmitidas ao veículo diminuem. Com o veículo parado verifica-se três modos de vibração, um no sentido vertical, no sentido longitudinal e o outro no sentido transversal, onde se pôde constatar que o veículo oscila mais intensamente no sentido vertical, isto é, para cima e para baixo.

Palavras Chave

Minibaja, Suspensão, Dinâmico.

ABSTRACT

SOUZA, Lúcio Stefano Valença de. *Analysis of Behaviour Dynamic and Vibratory of Suspension of a Vehicle of Size Small "Minibaja"*. Campina Grande: Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Campina Grande, 2003. 71p Dissertação (Mestrado).

This paper aims at presenting a study about the vehicular suspension vibratory dynamic behavior of a "minibaja" the one that has been deigned transit in any land and weather conditions. As for the analyses, two mathematical models are made for the suspension: the first one with a freedom degree with a vehicle in motion on a road profile under a cosine behavior, whereas the second one with three freedom degree with a motionless vehicle. Such systems are simulated under a digital process, which creates an excitation signal, the ones which may be applied to mathematical model. The results found during the former situation points out an increasing in the road wavelength, hence a trailer vertical dislocation decreasing. However, with the velocity increasing the trailer vertical acceleration as well as the vehicle transmitted forces are decreased. Thus, the motionless vehicle figures out three vibration ways: one in the vertical direction, other in the longitudinal direction and another in the transversal one. Here, it could be observed that there is greater vibration intensity in the vertical direction, that is to say, in the up and down directions.

Word-key

Minibaja, Suspension, Dynamic.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.2.1 – Sistemas mecânicos vibratórios com um grau de liberdade	09
Figura 2.2.2 – Graus de liberdade de um corpo rígido	09
Figura 2.2.1.1 – Sistema mecânico conservativo sujeito a uma excitação cossenoidal	10
Figura 2.2.1.2 – Resposta em frequência de um sistema conservativo	11
Figura 2.2.2.1 – Sistema não-conservativo sujeito a uma excitação cossenoidal.....	12
Figura 2.2.2.2 – Resposta em frequência de um sistema mecânico não-conservativo	13
Figura 3.2.1 – Veículo Minibaja em Competição, parte Alta do Circuito	17
Figura 3.2.2 – Veículo Minibaja ao Término da Competição	17
Figura 3.2.3 – Veículo Minibaja Alinhado para o Grid do Enduro	18
Figura 3.2.4 – Divulgação do Protótipo e da competição com Vídeos Explicativos	18
Figura 3.2.1.1 - Sistemas Integrados	19
Figura 3.2.1.2 – Veículo Pronto	19
Figura 3.2.1.3 – Chassi Antigo	20
Figura 3.2.1.4 – Modificado na traseira	20
Figura 3.2.1.5 – Inclusão da Bandeja no Chassi	21
Figura 3.2.1.6 – Suspensão Dianteira	22
Figura 3.2.1.7 – Suspensão Traseira	23
Figura 3.2.1.8 – Direção	23

Figura 3.2.2.1 – Obtenção do Coeficiente Médio de Rigidez	25
Figura 3.3.1 – Direção Longitudinal do Veículo	27
Figura 3.3.2 – Modelo Físico da Vista Lateral	27
Figura 3.3.3 – Direção Transversal do Veículo	28
Figura 3.3.4 – Modelo Físico da Vista Frontal	28
Figura 3.3.5 – Localização das molas e amortecedores	28
Figura 3.3.1.1 – Esquema da Suspensão Dianteira	29
Figura 3.3.2.1 – Esquema da Suspensão Traseira	30
Figura 3.3.2.2 – Conjunto equivalente da suspensão dianteira e traseira	31
Figura 3.3.3.1 – Sinal de Excitação no Tempo	33
Figura 3.3.3.2 - Espectro do Sinal de Excitação	33
Figura 3.4.1.1 – Estrada com Perfil Cossenooidal	35
Figura 3.5.1 – Direção Longitudinal do Veículo	38
Figura 3.5.2 – Vista Lateral do Modelo Físico	39
Figura 3.5.3 - Direção Transversal do Veículo	40
Figura 3.5.4 – Vista Frontal do Modelo Físico	40
Figura 4.2.1 – Sinal de Excitação no Tempo	49
Figura 4.2.2 –Espectro do Sinal de Excitação	49
Figura 4.3.1 – Resposta com Deslocamentos Verticais, com $\lambda=0,844$ m: (a) No tempo; (b) Em frequência	51
Figura 4.3.2 –Resposta com Deslocamentos Verticais, com $\lambda=1,689$ m: (a) No tempo; (b) Em frequência	52
Figura 4.3.3 – Resposta com Deslocamentos Verticais, com $\lambda=3,378$ m: (a) No tempo; (b) Em frequência	52
Figura 4.3.4 – Espectro da resposta com comprimentos de onda distintos	53

Figura 4.4.1 – Resposta das Acelerações Verticais no Tempo com $\lambda=0,844$ m	54
Figura 4.4.2 – Resposta das Acelerações Verticais no Tempo, com $\lambda=1,689$ m	54
Figura 4.4.3 – Resposta das Acelerações Verticais no Tempo, $\lambda = 3,378$ m	55
Figura 4.6.1 – Resposta em deslocamento para o sentido vertical	59
Figura 4.6.2 – Resposta em deslocamento para o sentido longitudinal	59
Figura 4.6.3 – Resposta em deslocamento para o sentido transversal	60
Figura 4.6.4 – Espectro de Resposta no Sentido Vertical	61
Figura 4.6.5 – Espectro de Resposta no Sentido Longitudinal	62
Figura 4.6.5 – Espectro de Resposta no Sentido Transversal	62

LISTA DE TABELAS

	Pág.,
Tabela 4.2.1 – Parâmetros de entrada para simulação do sistema	47
Tabela 4.2.2 – Frequência natural do sistema	47
Tabela 4.2.3 – Parâmetros principais para gerar os perfil da estrada	48
Tabela 4.3.1 – Resultados da análise do movimento vertical da carroceria	53
Tabela 4.4.1 – Resultados da análise da aceleração vertical da carroceria	55
Tabela 4.4.2 – Força Vertical Transmitida á Carroceria	56
Tabela 4.5.1 – Parâmetros de entrada para simulação do sistema	56
Tabela 4.5.2 – Frequências naturais e autovalores para o sistema de suspensão veicular ...	57
Tabela 4.6.1 – Amplitude Máxima dos Modos de Vibração	59

NOMENCLATURA

Letras Latinas

a	Distância em relação ao centro de gravidade no sentido longitudinal	[m]
An	Amplitude do perfil de entrada	[m]
b	Distância em relação ao centro de gravidade no sentido longitudinal	[m]
Bn	Amplitude do perfil de entrada	[m]
c	Distância em relação ao centro de gravidade no sentido transversal	[m]
C	Coefficiente de Amortecimento	[N.s/m]
d	Distância em relação ao centro de gravidade no sentido transversal	[m]
D _t	Intervalo de tempo de discretização	[s]
f _b	Fator de busca	[—]
J	Momento de Inércia de Massa	[kg.m.s ²]
K	Coefficiente de Rigidez das Molas	[N/m]
L	Comprimento de Onda	[m]
M	Massa do Veículo Mini-baja	[kg]
N	Número de harmônicas do sinal	[—]
q	Coordenadas generalizadas	[—]
Q	Forças generalizadas	[—]
R	Energia de dissipação do sistema	[J]
T	Energia cinética total do sistema	[J]
U	Energia potencial total do sistema	[J]
V	Velocidade do veículo	[m/s]
V ₀	Velocidade inicial do veículo	[m/s]
X	Deslocamento Vertical	[m]
z	Deslocamentos verticais da carroceria	[m]

Letras Gregas

γ	Ângulo formado entre a suspensão dianteira e a vertical	[°]
β	Ângulo formado entre a suspensão traseira e a vertical	[°]
δ_n	Coefficientes de auto-correlação	[]
λ	Comprimento de Onda	[m]
θ	Sentido Longitudinal	[—]
ϕ	Sentido Transversal	[·]
ω_n	Frequência natural	[Hz]
ω_o	Frequência fundamental	[Hz]
$\omega_{m\acute{a}x}$	Frequência máxima do sistema	[Hz]
ξ	Fator de amortecimento	[—]
ϕ_n	Ângulos de fase	[—]
β_n	Comprimento finito das séries temporais	[—]
ξ	Fator de amortecimento	[—]
ω_d	Frequência natural amortecida	[Hz]
α	Ângulo de fase	[—]

Subscritos

1,2,3 e 4	Refere-se à cada suspensão do veículo respectivamente
d	Dianteiro
DD	À direita do eixo dianteiro
DE	À esquerda do eixo dianteiro
eq	Equivalente
eqd	Equivalente dianteiro
eqt	Equivalente traseiro
t	Traseiro
TD	À direita do eixo traseiro
TE	À esquerda do eixo traseiro

Abreviações

CAD	Computer Aided Design
CAM	Computer Aided Manufacturing
CG	Centro de Gravidade e de Massa do Veículo
CVT	Conversor de Torque Variado
HP	Horse Power

Siglas

CCT	Centro de Ciências e Tecnologia
DEM	Departamento de Engenharia Mecânica
MTS	Material System Test
SAE	Society of Automotive Engineers

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 Introdução Geral

A análise e simulação prévia do comportamento dinâmico de sistemas mecânicos e estruturas em geral na engenharia, se constituem num processo ou procedimento inevitáveis, como meio de monitorar a performance antecipada de aproximação do comportamento global de sistemas mecânicos e/ou de estruturas reais.

A utilização de sistemas computacionais altamente potentes nas últimas duas décadas é a possibilidade mais realista deste fato, pois o uso de “softwares” capazes de simular o comportamento dinâmico vibratório de sistemas mecânicos, bem como seu monitoramento, a simulação de sistemas que necessitam de muitos cálculos matemáticos, vem crescendo cada vez mais. Então com a alta demanda de “softwares” desta natureza, estão surgindo cada vez

mais ferramentas de simulação para o auxílio nas pesquisas científicas. A exemplo da utilização de ferramentas computacionais podemos citar estudos científicos na área de pesquisa espacial, onde a análise prévia do comportamento de naves espaciais, lançamentos de míssil terra-ar, lançamento de satélites para observação da Terra, visando o seu controle e monitoramento, são insistentemente estudadas e simuladas pela comunidade científica da área. Mais especificamente na engenharia mecânica, principalmente em simulação de sistema mecânicos, onde se procura abordar o monitoramento, análise, processamento de sinais, controle de vibrações, controle de trajetórias de robôs manipuladores, identificação de parâmetros, modelamento de rotores de usinas hidroelétricas – dinâmica de rotores e estruturas em geral.

Nos últimos anos a área relacionada à identificação de sistemas vem sendo largamente explorada e existe uma preocupação evidente em escolher equações matemáticas que descrevam adequadamente as relações entre os dados de entrada e saída para sistemas reais. Evidentemente, dados da resposta em termos do vetor estado (deslocamento, velocidade e aceleração) do sistema podem ser empregados nas mais diversas e variadas técnicas de identificação de parâmetros e de perturbações externas no domínio do tempo e da frequência para efeito de monitoramento das condições de operação e diagnóstico de falhas em máquinas.

O crescente interesse no estudo do comportamento dinâmico de estruturas veiculares nas últimas décadas tem resultado na proliferação de literatura relacionada com a técnica de análise modal. Então, o comportamento dinâmico de uma estrutura é descrito por analistas em termos de equações diferenciais, considerando-se os elementos de massa, rigidez e amortecimento. Isto pode ser descrito através do problema de autovalores, o que conduz as frequências naturais e, através dos autovetores, que conduz aos modos naturais e/ou configurações geométrica do sistema, isto é, a forma como o sistema vibra, os quais eventualmente podem ser medidos experimentalmente. Esta técnica, portanto, não somente é uma ferramenta para descrição analítica de uma estrutura, mas serve com uma linguagem técnica comum entre o analista e o engenheiro.

Uma análise do comportamento dinâmico de um veículo automotivo foi realizada com relativa profundidade por Barbieri e Zampieri (1991). Estes autores mostraram que o grau de estabilidade do veículo é conferido pelo primeiro modo de vibrar, cujo movimento dominante

é o movimento de translação do centro de gravidade do corpo principal do mesmo. Este deslocamento é máximo para baixas velocidades do veículo, onde as frequências se igualam as frequências amortecidas deste modo de vibrar. O comportamento próprio e excitado do veículo é estudado variando-se os parâmetros das suspensões e da irregularidade da superfície por onde passa o mesmo.

Para que a amostragem dos sinais de resposta em frequência adquiridas a partir da simulação dinâmica do sistema seja apresentados de modo eficaz, faz-se necessário à utilização de um critério de busca bem elucidado para simulação em geral (Oliveira, 1997).

1.2 Objetivos do Trabalho

O trabalho se constituirá em desenvolver o modelo físico e a formulação matemática da suspensão veicular, do carro de competição "Minibaja", sendo um veículo de quatro rodas capacitado para trafegar em quaisquer condições de terreno (off-road). O veículo é movido por um motor de quatro tempos refrigerado a ar de 8 HP fabricado pela indústria norte-americana Briggs&Stratton, devendo oferecer total segurança tanto para o piloto, bem como para os que tratam de sua manutenção.

Para tal formulação faremos uso da técnica de modelamento, visando estabelecer um conjunto de equações que reflitam adequadamente a análise prévia do comportamento dinâmico e/ou vibratório do sistema veicular, para só assim, realizarmos o processo de análise do comportamento dinâmico vibratório da suspensão, apresentando os resultados da simulação no ambiente MATLAB, CAVALLO, SETOLA e VASCA, (1996), ferramenta indispensável para projetos desta natureza.

1.3 Descrição do Trabalho

Neste trabalho, retrata-se a importância de se conhecer o comportamento do veículo em meio a vários tipos de terreno através de um monitoramento a partir das curvas de resposta em frequência obtidas para um modelo físico da suspensão veicular.

No primeiro capítulo, apresenta-se a importância e os objetivos do trabalho e como a simulação teórica do comportamento da suspensão veicular é importante no âmbito da engenharia.

No segundo capítulo, é feita a revisão bibliográfica, buscando resgatar com riqueza de detalhes, tanto conceituais como ilustrativos, vários modelos de sistemas vibratórios servindo como base para o estudo.

No terceiro capítulo, abordar-se-á alguns conceitos e aspectos teóricos sobre o veículo minibaja, bem como através de uma seqüência clara e individual, a formulação matemática e o modelo físico da suspensão veicular.

No quarto capítulo, apresentam-se os resultados e discussões obtidas a partir das curvas de resposta em frequência da suspensão veicular de pequeno porte, para vários tipos de terrenos.

No quinto capítulo, tem-se a conclusão geral do trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

Finalmente, os apêndices, ficha técnica do projeto e a lista dos programas computacionais.

1.4 Conclusão

Neste capítulo observou-se como os modelos físico e matemático da suspensão, aliados a utilização de sistemas computacionais robustos, possibilitam a implementação e avaliação dos resultados satisfatoriamente, isto é, como a análise do comportamento da suspensão veicular é uma ferramenta fundamental no âmbito da engenharia.

Apresentou-se também, a seqüência de objetivos com vistas à análise desta suspensão na obtenção das respostas em frequência do sistema em questão.

Do fim, faz-se uma exposição sucinta do conteúdo do trabalho, distribuído nos capítulos.

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

O suporte bibliográfico necessário ao amadurecimento em torno da área de interesse desta pesquisa, objetivando seu futuro desenvolvimento, envolveu um embasamento teórico sobre o assunto, sistema mecânico vibratório, onde são abordados vários conceitos indispensáveis para o entendimento deste trabalho.

2.2 Revisão de Literatura

O assunto vibrações tem uma fascinação única. Trata-se de um tema lógico, explicável através de princípios básicos da mecânica. Ao contrário do que se observa com algumas disciplinas, seus conceitos matemáticos são todos eles associados a fenômenos físicos que podem ser experimentados e mensurados.

O estudo dos movimentos de sistemas físicos decorrentes da atuação de forças sobre ele é conhecido como dinâmica. Um tipo de comportamento dinâmico é o movimento vibratório, possuindo massa e elasticidade passíveis de movimento relativo, no qual oscila em torno de

sua posição de equilíbrio, isto é, as vibrações decorrem de alguma perturbação capaz de desviar o corpo da posição de equilíbrio estático, (Lalane, 1984). Em geral pode-se conceituar vibração como sendo uma forma de energia perdida e indesejável em muitos casos, particularmente verdadeiro para máquinas, porque produz barulho, quebra peças e transmite forças e movimentos indesejáveis a objetos nas vizinhanças.

Para tentar eliminar os efeitos adversos da maioria das vibrações, é necessário realizar um estudo completo da equação do movimento do sistema em questão. O sistema é inicialmente idealizado e simplificado em termos de massa, mola e amortecedor que representam respectivamente, o corpo, a elasticidade e o atrito do sistema, (Bishop, 1979). A equação do movimento expressa, assim, o deslocamento como uma função do tempo ou fornecerá a distância entre qualquer posição instantânea da massa durante seu movimento e a posição de equilíbrio, (Meirovitch, 1975).

Em um sistema mecânico vibratório, pode haver duas classes gerais de vibrações, a livre e a forçada.

A vibração livre é o movimento que se observa quando um sistema é deslocado da sua posição de equilíbrio estático, ou seja, o sistema vibra sem a atuação de forças externas perturbadoras, (Shigley, 1969). Neste tipo de vibração o sistema poderá vibrar com uma ou mais das suas frequências naturais (frequência natural, como sendo a frequência do sistema que tem vibração livre sem atrito). A vibração forçada ocorre sob a excitação de forças externas (forças assíncronas), isto é, o sistema vibra com a presença destas forças.

Quando a excitação é oscilatória, o sistema é obrigado a vibrar na frequência de excitação, (Seto, 1971).

Os sistemas mecânicos podem ser classificados em dois tipos: o conservativo e o não-conservativo. No primeiro não ocorre na presença de elementos dissipadores de energia (amortecedor viscoso, isoladores), enquanto que o sistema não-conservativo ocorre à presença de tais elementos, (Aquino, 2002).

Chama-se grau de liberdade de um sistema, (Thompson 1978), o número de coordenadas independentes requeridas para a descrição do seu movimento. A seguir será mostrado quatro

sistemas contendo um grau de liberdade, Figura 2.2.1, no sistema massa-mola, se a massa m é compelida a mover-se verticalmente, somente uma coordenada $x(t)$ é requerida para definir a localização da massa a qualquer tempo, a partir da posição de equilíbrio estático. Assim dizemos que o sistema possui um grau de liberdade. Do mesmo modo, se o pêndulo de torção mostrado é forçado a oscilar longitudinalmente em torno do eixo da barra, a configuração do sistema pode ser especificada por uma coordenada $\theta(t)$. Esse também é um sistema com um grau de liberdade. No sistema massa-mola-polia é de um grau de liberdade porque tanto $x(t)$ quando $\theta(t)$ podem ser usados para determinar a posição relativa das massas. Mas $x(t)$ e $\theta(t)$ não são independentes entre si.

Colocando a base ao corpo cujo movimento se quer medir, o captador de vibração poderá medir o movimento oscilatório do corpo a partir do movimento relativo da base x_2 . Isso é possível determinando-se o movimento relativo da base e da massa. Assim, somente uma coordenada é necessária para especificar a configuração do sistema.

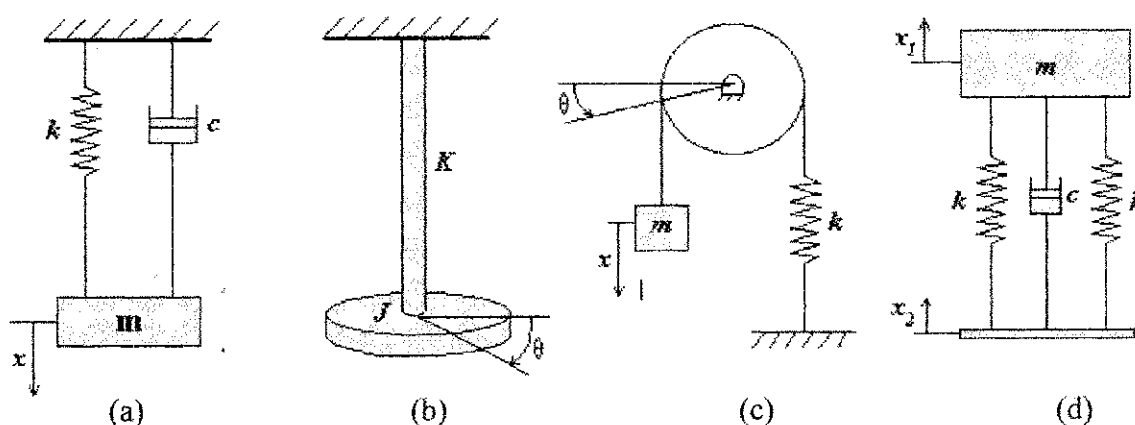


Figura 2.2.1- Sistemas mecânicos vibratórios com um grau de liberdade: (a) Massa- mola; (b) Pêndulo de torção; (c) Massa-mola-polia; (d) Captador de vibração

Os sistemas vibratórios podem ser classificados de acordo com dois tipos distintos de modelos matemáticos, ditos, discreto e contínuo. Os modelos discretos possuem um número finito de graus de liberdade, enquanto que os contínuos, possuem infinitos de graus de liberdade, (McCallion, 1973).

Os corpos rígidos livres no espaço possuem seis graus de liberdade, como pode ser observada na Figura 2.2.2, e podem ser descritos por:

- 1 — Movimento de translação ao longo dos eixos x (transversal), y (longitudinal) e z (vertical).
- 2 — Movimento de rotação ao redor dos eixos x (pitch), y (roll) e z (yaw).

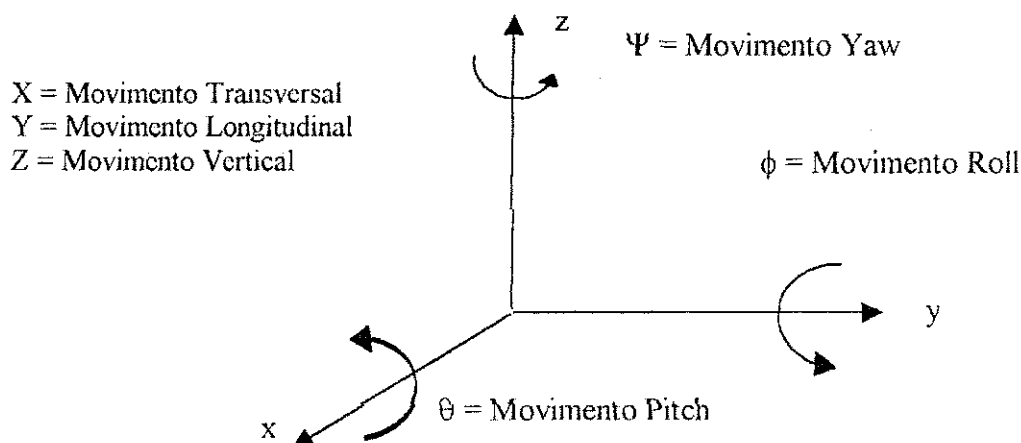


Figura 2.2.2 – Graus de liberdade de um corpo rígido.

Os sistemas mecânicos vibratórios possuem várias frequências naturais, onde todo sistema vibra em uma determinada faixa de frequência própria deste sistema. Essa faixa de frequência é muito importante para o estudo de vibrações mecânicas e para o seu monitoramento.

Nas vibrações forçadas de sistemas conservativos, as forças excitadoras que atuam no sistema, tais como aquelas geradas por eixos desalinhados ou componentes desbalanceados, possuem uma frequência de excitação (ω). No caso especial onde a frequência de excitação (ω) se torna igual à frequência natural (ω_n), a força excitadora irá atuar sempre na direção do movimento, fazendo com que a energia sendo adicionada e a amplitude de vibração cresça progressivamente, provocando o fenômeno chamado de ressonância. Teoricamente, a amplitude pode crescer indefinitivamente, mas na prática, ela cresce até que o esforço solicitante supera a resistência do material, momento em que o colapso ocorre com o resultado de uma carga excessiva (Coelho Jr. e Hansen, 1988). Portanto, a fim de se evitar efeitos desastrosos resultantes de uma amplitude muito grande de vibrações em ressonância, a frequência natural de um sistema precisa ser conhecida e tratada cuidadosamente.

2.2.1 Sistema Conservativo

Será apresentada a seguir a configuração esquemática do sistema mecânico vibratório conservativo Figura 2.2.1.1, tendo como característica principal a não existência de um elemento dissipador de energia.

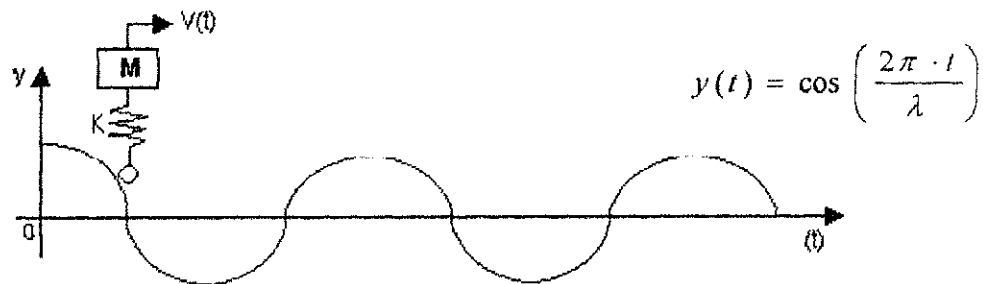


Figura 2.2.1.1 – Sistema mecânico conservativo sujeito a uma excitação cossenoidal.

O sistema da Figura 2.2.1.1 consta de um grau de liberdade, contendo massa, rigidez e uma fonte de excitação considerada do tipo cossenoidal.

Na Figura 2.2.1.2 é mostrada a resposta em frequência do sistema conservativo. Observa-se no espectro de resposta que a amplitude aumenta quando a relação das frequências de excitação e a frequência natural do sistema estão próximas de um, ou seja, região de ressonância, onde as amplitudes são maiores e tendem ao infinito, (Almeida, 1987). Esta região é muito importante para o estudo das vibrações e para o monitoramento de sistemas mecânicos.

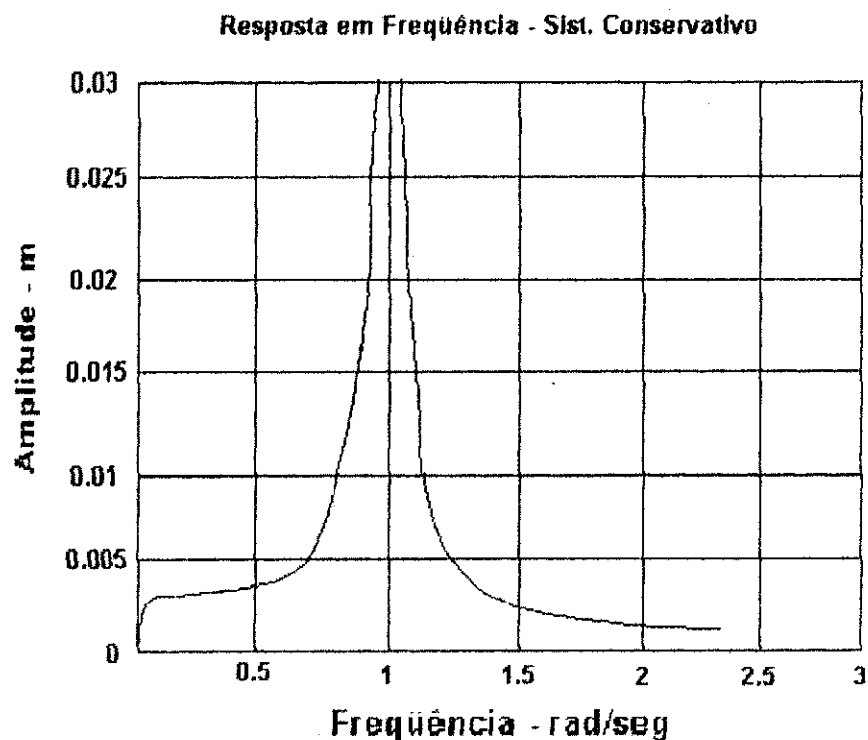


Figura 2.2.1.2 – Resposta em frequência de um sistema conservativo.

2.2.2 Sistema Não-conservativo

Apresenta-se na Figura 2.2.2.1 a configuração esquemática do sistema mecânico vibratório não-conservativo, tendo como característica principal a existência de um elemento dissipador de energia.

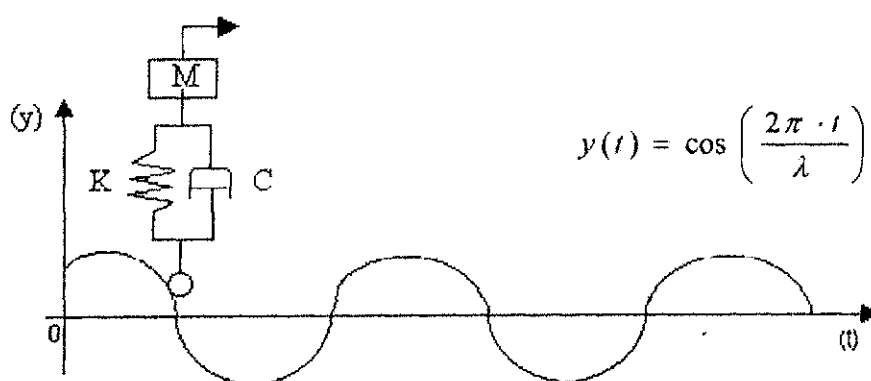


Figura 2.2.2.1 - Sistema mecânico não-conservativo sujeito a uma excitação cossenoidal.

Na prática ao se trabalhar com este tipo de sistema, deve-se levar em conta a presença do fator de amortecimento, sendo esta uma grandeza adimensional, dado pela Equação (2.2.2.1).

$$\xi = \left(\frac{c}{2m \cdot \omega_n} \right) \quad (2.2.2.1)$$

Este fator de amortecimento é importante para se saber se o sistema irá oscilar ou não, com o valor calculado pode-se classificar o sistema não-conservativo sob três aspectos mostrados a seguir, (Janeway, 1984):

- **Sistema Superamortecido**, ($\xi > 1$): indica que não haverá oscilação possível, isto é, pode ser chamado de um movimento aperiódico.
- **Sistema Subamortecido**, ($0 < \xi < 1$): indica que haverá oscilação.
- **Amortecido Criticamente**, ($\xi = 0$): indica o caso limite entre o movimento oscilatório e o não-oscilatório.

O fator de amortecimento para o sistema mecânico utilizado neste trabalho é da ordem de 5,1%, um valor pequeno, enquadrando-se num sistema subamortecido com oscilações pequenas. Com a análise do fator de amortecimento pode-se calcular a frequência natural amortecida, dada pela Equação (2.2.2.2).

$$\omega_d = \sqrt{1 - \xi^2} \cdot \omega_n \quad (2.2.2.2)$$

Na Figura 2.2.2.2, visualiza-se a resposta em frequência do sistema não-conservativo. Observa-se no espectro da resposta que a amplitude é máxima quando a relação da frequência de excitação com a frequência natural do sistema aproximam-se de um, ou seja, na região de ressonância. Isto é, área de trabalho para monitoramento de sistemas e controle de vibrações.

O pico da amplitude não tende a infinito, pois existe a presença de elementos dissipadores de energia. Logo a função do amortecedor é limitar os picos máximos de deslocamento na ressonância.

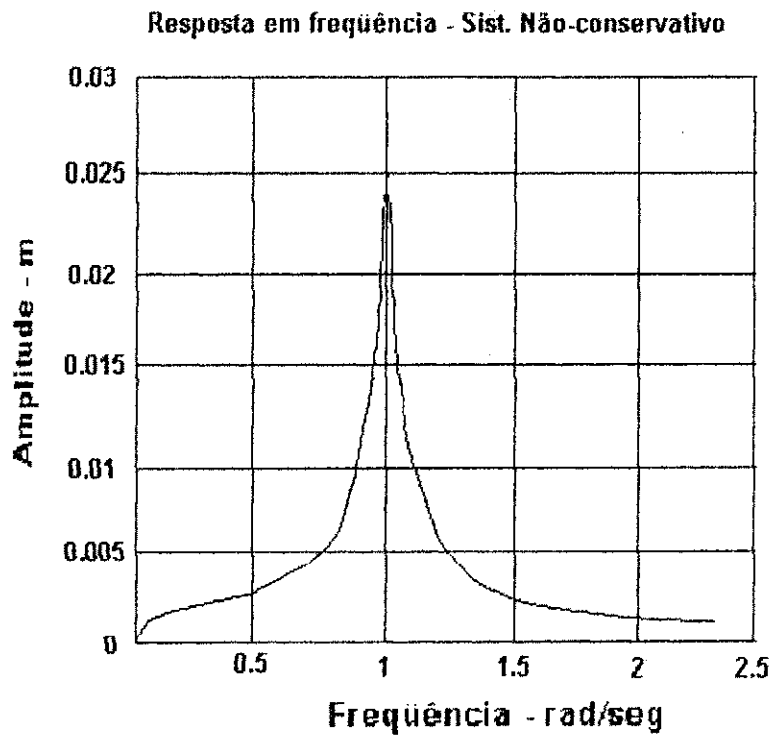


Figura. 2.2.2.2 – Resposta em frequência de um sistema não-conservativo.

2.3 Conclusão

Neste capítulo apresentaram-se algumas considerações importantes relacionadas ao estudo das vibrações mecânicas, focalizando algumas características e conceitos de um sistema vibratório. Em seguida apresentou-se a análise dinâmica de um sistema mecânico vibratório com um grau de liberdade do tipo conservativo e não-conservativo em regime permanente, bem como as respostas da simulação em frequência atuantes nos sistemas, como também, pequenas discussões do comportamento das amplitudes de deslocamento na presença do amortecedor.

Os resultados são mostrados por intermédio de espectro de resposta. A simulação foi realizada no ambiente Matlab.

CAPÍTULO 3

FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA, MODELO FÍSICO E FORMULAÇÃO MATEMÁTICA DA SUSPENSÃO VEICULAR

3.1 Introdução

Este capítulo procura resgatar alguns conceitos e aspectos teóricos sobre o veículo “minibaja”, suas configurações geométricas e componentes que o integram juntamente com o desenvolvimento de seu sistema mecânico vibratório contendo um grau de liberdade representando a suspensão do veículo deslocando-se sobre um perfil de onda cossenoidal com movimento uniformemente variado e também uma análise desta suspensão contendo três graus de liberdade para o veículo parado. Em seguida apresenta-se a configuração de seu modelo físico em estudo e suas características e, finalizando, com a formulação matemática do modelo proposto para as duas situações.

Com o objetivo de tornar mais claro o desenvolvimento deste trabalho de pesquisa, se expressa a seguir, de forma cautelosa, uma seqüência de definições e considerações.

3.2 Projeto Minibaja

O projeto Minibaja é de grande importância para os alunos de Engenharia Mecânica, proporcionando a atualização de profissionais já formados e aproximando a atuação da instituição de ensino aos interesses da sociedade e do setor produtivo. Surgindo conseqüentemente novas orientações no ensino, principalmente, de engenharia, que atendam as necessidades da indústria brasileira, especialmente a nordestina no setor automobilístico.

A realização do projeto Minibaja tem despertado um interesse maior pelo curso, por parte do corpo discente. Este projeto possibilita aos alunos de graduação e pós-graduação a experiência prática, que se mostra carente em alguns cursos de engenharia, proporcionando experiências complementares ao curso, tornando-o um profissional mais qualificado para o mercado de trabalho, dentre elas podemos destacar experimentos práticos de soldagem, utilização de “softwares” de design e manufatura (CAD/CAM), processos de usinagem, mecânica automotiva, projeto de sistemas mecânicos, gerenciamento de projeto, administração de tempo e recursos, estratégias de marketing, controle e estimativas de custos, liderança e trabalho em equipe, (Paraibaja, 2000).

A SAE International é uma entidade que reúne mais de 70 mil associados entre engenheiros, estudantes, técnicos e executivos em mais de noventa países. A SAE International atua nas áreas terrestres, navais, aéreas e espaciais, estabelecendo normas, procedimentos e divulgando novos conhecimentos. A SAE Brasil, entidade afiliada a SAE International, foi criada em 1991, que conta com 2800 sócios distribuídos em 9 seções regionais, (Chondros & Belokas, 1997). A filial brasileira trouxe no fim de 1994, a Competição SAE Brasil de Minibajas. Esta competição, promovida anualmente no autódromo José Carlos Pace (Interlagos - São Paulo), consiste em projetar e construir um veículo do tipo “off-road”. Este veículo deverá resistir a solicitações severas, em diversas condições de tempo e terreno respeitando uma série de normas técnicas de segurança e será submetido a diversas provas de desempenho e avaliações técnicas. Com esta iniciativa a SAE estimula o desenvolvimento de novas idéias e tecnologias, juntamente com a integração do futuro profissional ao trabalho em equipe, onde mais importante do que vencer é aprimorar conhecimentos.

A sistemática da competição divide o campeonato em três provas: as provas Estáticas (Relatório de projeto; Relatório de segurança; Relatório de custos; Possibilidade de fabricação em série; Integridade estrutural; e Manutenção), as provas Dinâmicas (Aceleração; Velocidade máxima; Frenagem; Manobrabilidade; Dirigibilidade; Rampa; e Tração), e a prova de Resistência que consiste em uma corrida de quatro horas em pista de auto-cross, onde a pontuação é dada pelo número de voltas completadas ao final da prova. Do somatório das três provas determina-se o vencedor do Campeonato, onde os dois primeiros classificados estão habilitados para competir na edição norte-americana da Competição, (Baja, 2001).

A Figura 3.2.1 mostra o veículo minibaja em competição na parte alta do circuito onde necessita de um bom desempenho para suprir as dificuldades do percurso. A Figura 3.2.2 mostra o detalhe do minibaja após quatro de horas de prova com resistência comprovada e desempenho satisfatório dentro das limitações do projeto.



Figura 3.2.1 – Veículo Minibaja em Competição, parte Alta do Circuito.



Figura 3.2.2 – Veículo Minibaja ao Término da Competição.

A Figura 3.2.3 mostra o veículo minibaja alinhado no grid, momentos antes da competição juntamente com os outros veículos vindos de todo o país. A Figura 3.2.4 mostra a divulgação do protótipo e da competição com vídeos explicativos sobre a competição, com os integrantes da equipe tirando quaisquer dúvidas sobre o veículo ou sobre a competição.



Figura 3.2.3 – Veículo Minibaja Alinhado para o Grid do Enduro.



Figura 3.2.4 – Divulgação do Protótipo e da Competição com Vídeos Explicativos.

O Minibaja é um veículo de quatro rodas capacitado para trafegar em quaisquer condições de terreno (off-road). O veículo é movido por um motor de quatro tempos refrigerado a ar (8 HP), fabricado pela indústria norte-americana Briggs&Stratton. O mesmo deve oferecer total segurança tanto para o piloto, bem como para os que tratam de sua manutenção.

3.2.1 Configuração e Componentes

O projeto, em suas partes principais, está dividido entre Chassis, Suspensão, Direção, Transmissão e Freios, onde será detalhado cada um desses componentes do veículo, mas antes apresentar-se-á na Figura 3.2.1.1 o desenho feito no Autocad mostrando o veículo com o sistema integrado, citado abaixo, e a seguir o veículo montado, Figura 3.2.1.2, com seus componentes interligados e prontos para testes de campo.

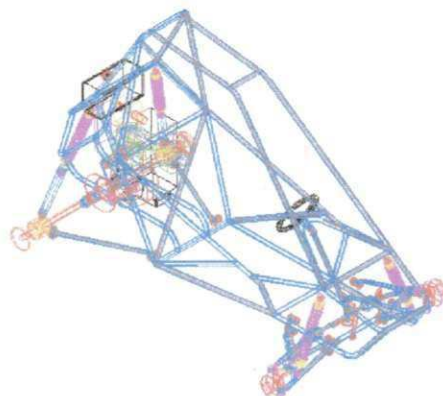


Figura 3.2.1.1 – Sistemas Integrados

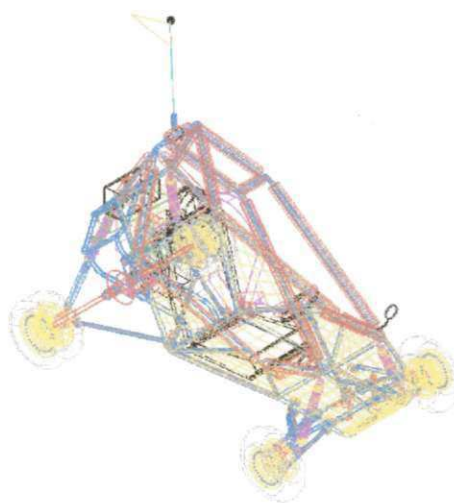


Figura 3.2.1.2 – Veículo Pronto

Partes principais do projeto:

➤ **Chassi**

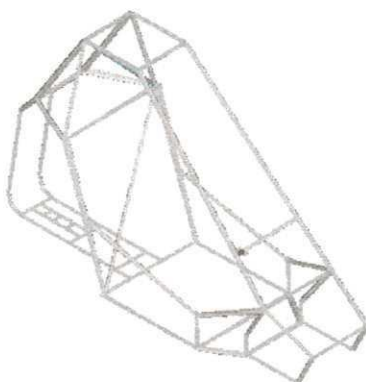


Figura 3.2.1.3 – Chassi Antigo

A estrutura do chassi é construída em tubos de aço 1020, Figura 3.2.1.3, é eficiente e já utilizada em competições, sofreu uma modificação na sua configuração traseira, Figura 3.2.1.4, incluindo os pontos de fixação da suspensão (bandeja) e do eixo de transmissão, com o intuito de alívio de peso Figura 3.2.1.5.

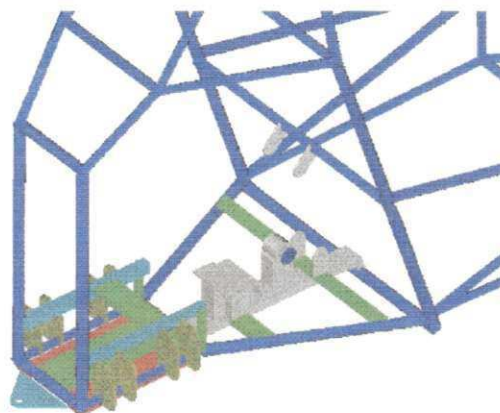


Figura 3.2.1.4 – Chassi Modificado na Traseira

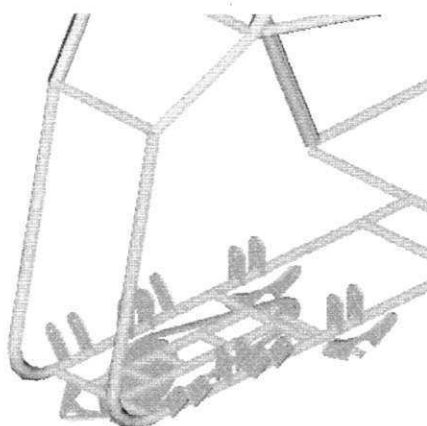


Figura 3.2.1.5 – Inclusão da Bandeja no Chassi

➤ Suspensão

A suspensão utilizada neste projeto obteve um desempenho satisfatório, tendo em vista o tipo de esforço que será submetida, propiciada por terrenos altamente irregulares, e sob as mais severas condições de uso, direcionou-se aos pontos de apoio no chassi, para garantir a integridade dos mesmos e enfatizaram-se também estudos sobre molas e amortecedores ideais.

Portanto, analisou-se de forma distinta os amortecedores dianteiros e traseiros, devido a grande diferença de esforços suportados. Devido a grande complexidade para a parametrização e equacionalização dos esforços suportados pela suspensão, trabalhou-se fazendo analogias entre os veículos já existentes e o minibaja. Tendo em vista a prevenção dos excessivos esforços provocada pela severidade das provas, a partir daí decorreu-se a escolha das suspensões do tipo:

Dianteira:

Do tipo independente, Figura 3.2.1.6, com dois triângulos superpostos de dimensões diferentes, com mola amortecedor do tipo coaxial, da moto Honda XLX - 125, com curso de 160 mm, escolhida devido ao seu longo curso que possibilita alto amortecimento em terrenos irregulares, preservando a estrutura das rodas e chassi, também devido à carga suportada por este veículo ser maior do que os veículos da categoria, o que torna a suspensão mais

resistente, fazendo com que seja aumentada sua capacidade de absorção de impactos. As molas, porém necessitam serem tratadas termicamente a fim de alterar sua constante.

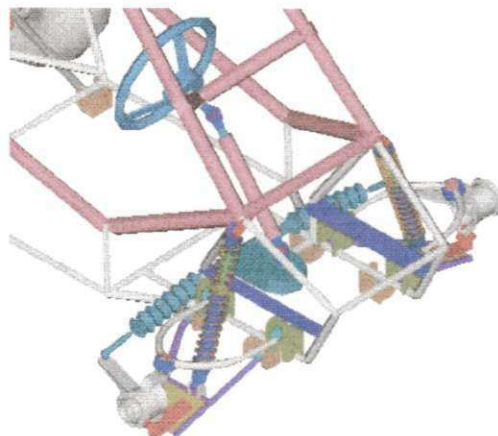


Figura 3.2.1.6 – Suspensão Dianteira

Traseira:

Possui dois braços de reação longitudinal montados em diagonal Figura 3.2.1.7, com intuito de manter o alinhamento longitudinal. A árvore de transmissão funciona também como tirante transversal, porém articulada apenas em um ponto causando com isso uma variação de cambagem entre o ponto morto inferior e o superior do curso da suspensão, esse tipo de suspensão foi escolhida em virtude de sua simplicidade de construção, e da quase que total ausência de interferência da geometria da suspensão dianteira.

O conjunto mola-amortecedor utilizado é diferente do utilizado na dianteira sendo os amortecedores, os traseiros do gol 1000, porém, recalibrados e as molas são as mesmas utilizadas na frente, porém com um tratamento térmico diferente (têmpera).

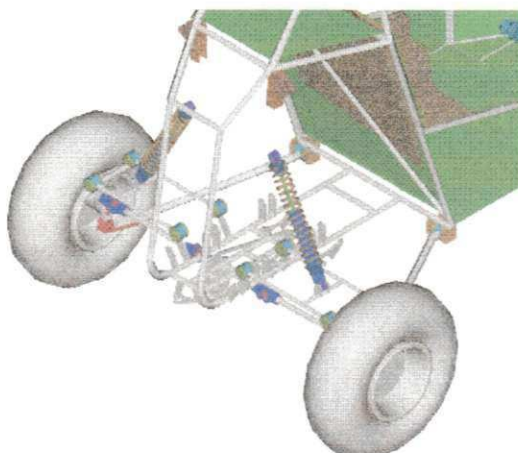


Figura 3.2.1.7 – Suspensão Traseira

➤ Direção

O sistema de direção é do tipo pinhão e cremalheira Figura 3.2.1.8, com uma relação de redução de 1:3,75, que confere excelentes condições de manobrabilidade, como também no que se refere à facilidade de manutenção. Com acionamento a partir de coluna de direção deformável para melhor proteção do piloto.

Devido ao tipo de veículo considerado, os itens, facilidade de confecção, manutenção e projeto, tornam-se variáveis de grande importância na escolha, sendo estas qualidades essenciais para o sistema adotado.



Figura 3.2.1.8 – Direção

➤ **Transmissão**

O sistema de transmissão é do tipo CVT (Conversor de Torque Variado), com caixa de transmissão por corrente e dois estágios de redução, além de um sistema onde em cada um dos estágios de redução pode ser utilizado três diferentes tipos de pinhões com 14, 15 e 16 dentes e duas coroas com 35, 38 dentes. Com isso possibilita variar as relações de marcha, na menor e na maior relação do CVT, entre: 1:34,99 – 1:26,79 (menores valores) e 1:6,50 – 1:4,98 (maiores valores). A vantagem neste ajuste na relação de redução é a possibilidade de otimizar o carro para as mais diversas provas que será submetido.

As relações de redução do CVT são de 1:3,71, para a menor relação e 1:0,69, para a maior.

➤ **Freios**

O sistema utilizado é do tipo disco ventilado, distribuído nas quatro rodas, sendo os dianteiros individuais, com disco de 162,0 mm e pinça flutuante. O eixo traseiro apresenta um único disco com diâmetro de 170,0 mm, localizado na roda traseira direita, possuindo também uma pinça flutuante. O acionamento é feito por um fluido hidráulico, pressionado por um cilindro de ação simples, sem válvula corretora de frenagem.

O sistema conta ainda com uma válvula equalizadora de pressão, que tem por finalidade equilibrar a capacidade de frenagem entre os eixos dianteiros e traseiros em função da transferência de peso durante a frenagem, evitando que o carro derrape.

Este sistema foi escolhido devido a sua eficiência de frenagem e sua maior estabilidade em relação a variações de temperatura, aliando-se a isso a facilidade de manutenção e a facilidade de montagem, inerentes ao sistema, fornecendo a melhor relação custo benefício dentre as alternativas analisadas.

3.2.2 Obtenção das Constantes de Rigidez e Amortecimento da Suspensão

A determinação do coeficiente de rigidez foi realizada experimentalmente na máquina de ensaio MTS (Material System Test) no Laboratório de Materiais do DEM, onde se aplicou o seguinte método: suspendeu-se o veículo (suspensão sem carregamento) e provocou-se, por meio de esticadores um deslocamento conhecido registrando a força de tração correspondente mensurada por uma célula de carga conectada ao esticador, obedecendo a lei Hook ($F = Kx$). A Figura 3.2.2.1, mostra os valores adquiridos referentes aos deslocamentos aplicados para suspensão e sua respectiva força de tração nos esticadores resultando um valor médio de rigidez de aproximadamente de 18800 N/m.

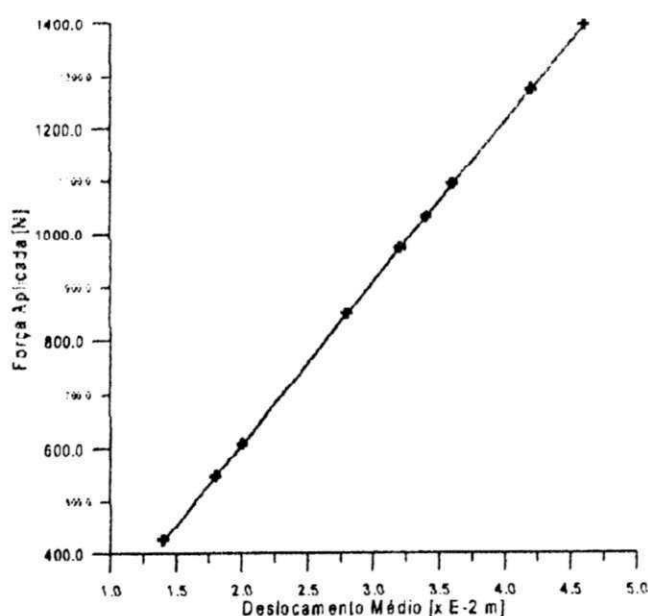


Figura 3.2.2.1 – Obtenção do Coeficiente Médio de Rigidez

Pela ausência de equipamentos adequados, por exemplo, um sensor de deslocamento, para a determinação do coeficiente de amortecimento utilizou-se uma estimativa com valores pequenos para o fator de amortecimento (ξ), os quais se adequaram ao propósito deste trabalho. Através dessa admitir-se-á para os amortecedores dianteiros um coeficiente de 50 Ns/m proveniente do catálogo de uma moto Honda XLX-125 e para os traseiros de 150 Ns/m pego do catálogo do Gol 1000, sendo estes bem sucedidos para o propósito do projeto.

3.3 Modelo Físico da Suspensão Veicular: Um grau de liberdade

Neste modelo, utiliza-se uma estrutura veicular suspensa por quatro rodas. Considera-se, para efeito deste modelamento, que as suspensões do veículo possuem características de rigidez e amortecimento aproximadamente lineares. Os coeficientes de rigidez e amortecimento são representados respectivamente por (K_1, K_2, K_3, K_4) e (C_1, C_2, C_3, C_4) .

Para o deslocamento do veículo, é levado em conta como condições iniciais de seu modelamento e de obtenção das equações diferenciais de movimento, as seguintes características:

- Velocidade constante ou variada;
- Rodas traseiras e dianteiras sempre em contato com o solo;
- Resistência ao rolamento desprezível;
- Veículo como sendo um corpo rígido.

Os veículos em geral, abrangem desde aqueles de um grau de liberdade até os mais complexos com vários graus de liberdade. A escolha de um deles depende do objetivo da análise a ser realizada. O contraste observado está na modelagem da suspensão secundária, composta por elementos como molas e amortecedores que determinam as características de vibração dos veículos.

Para o sistema em estudo assume-se um grau de liberdade, pois será necessária uma coordenada para descrever ou configurar seu movimento, este movimento é representado pelo deslocamento vertical da carroceria, ou seja, movimento de translação da carroceria ao longo do eixo z .

Apresenta-se nas Figuras 3.3.1 e 3.3.2, as distâncias $(a$ e $b)$ do centro de gravidade em relação aos suportes de sustentação da estrutura e as suspensões dianteira e traseira, na direção longitudinal, como também o modelo físico da vista lateral.

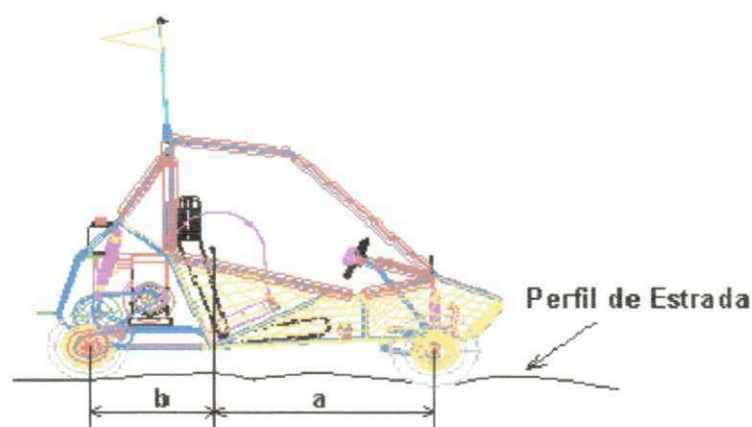


Figura 3.3.1 – Direção Longitudinal do Veículo

Este perfil de estrada mostrado na Figura 3.3.1 é associado a um perfil de estrada cossenoidal, para então se modelar o comportamento dinâmico e/ou vibratório da suspensão veicular.

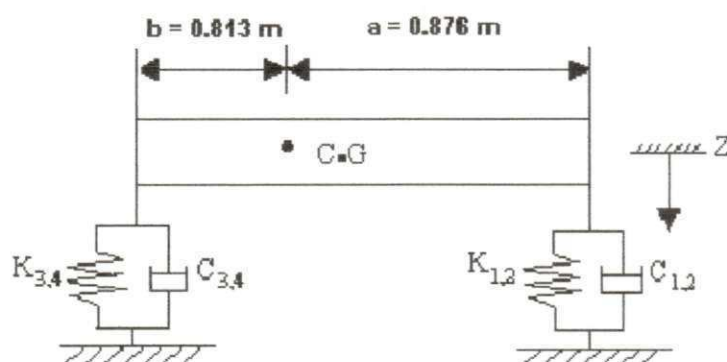


Figura 3.3.2 – Modelo Físico da Vista Lateral

Apresenta-se nas Figuras 3.3.3 e 3.3.4 as distâncias (c e d) do centro de gravidade em relação à estrutura de conexão e suspensão dos suportes da estrutura, na direção transversal, como também o modelo físico da vista frontal.

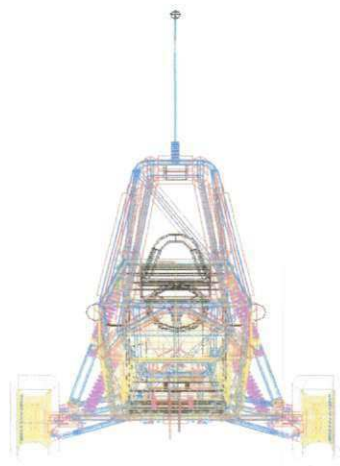


Figura 3.3.3 – Direção Transversal do Veículo

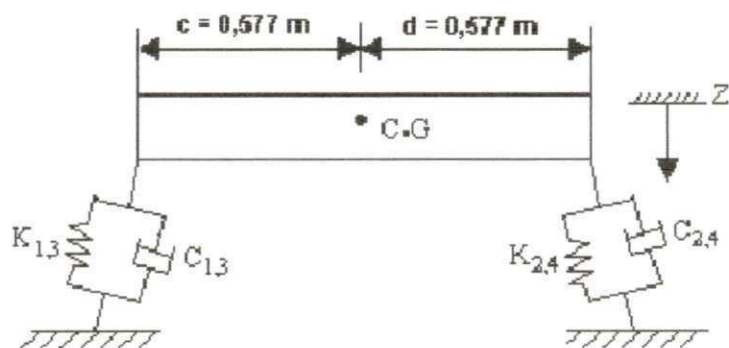


Figura 3.3.4 - Modelo Físico da Vista Frontal

É mostrada na Figura 3.3.5, uma perspectiva, onde se identifica o posicionamento das molas e dos amortecedores que servem de base para o modelamento matemático, para as duas situações citadas no trabalho, a primeira estática e a segunda dinâmica.

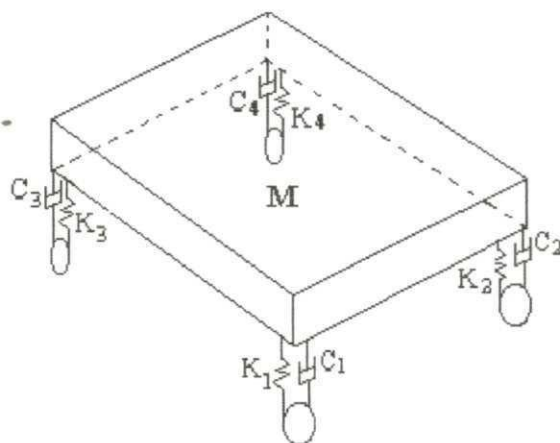


Figura 3.3.5 – Localização das molas e amortecedores

3.3.1 Modelo Físico da Suspensão Dianteira

Na Figura 3.3.1.1 é mostrado o esquema da suspensão dianteira veicular do minibaja, sendo esta, formada por dois braços de suspensão inclinados em relação ao solo pelo ângulo (γ). As molas e os amortecedores dianteiros possuem valores idênticos, então se pode determinar a mola e amortecedor equivalente dianteiro por meio de associação em paralelo.

Diante da geometria dos braços da suspensão dianteira, pode-se obter a mola e o amortecedor equivalente fazendo-se uma projeção vertical de cada braço de suspensão e somá-los a partir das Equações (3.3.1.1) e (3.3.1.2):

$$K_{eq} = \sum_{i=1}^2 K_i \cdot \cos^2 \gamma \quad (3.3.1.1)$$

$$C_{eq} = \sum_{i=1}^2 C_i \cdot \cos^2 \gamma \quad (3.3.1.2)$$

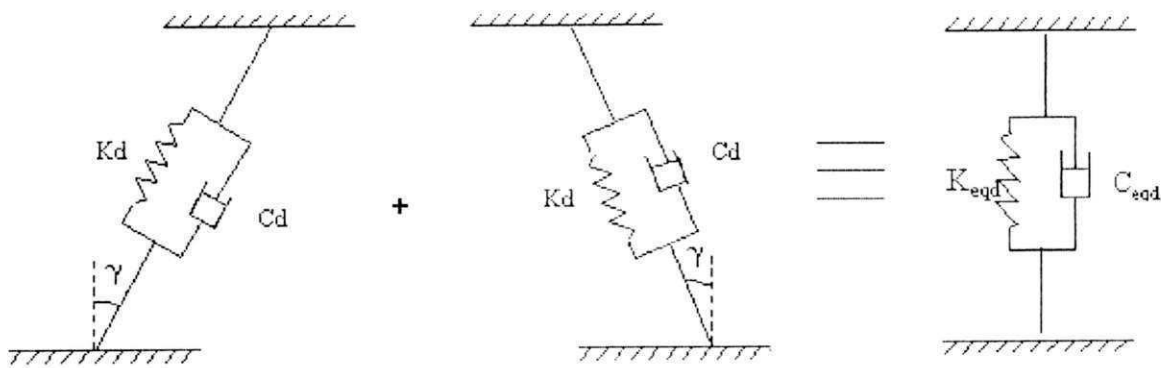


Figura 3.3.1.1 – Esquema da Suspensão Dianteira

Onde:

$$K_{eqd} = 2K_d \cdot \cos^2 \gamma \quad (3.3.1.3)$$

$$C_{eqd} = 2C_d \cdot \cos^2 \gamma \quad (3.3.1.4)$$

3.3.2 Modelo Físico da Suspensão Traseira

Na Figura 3.3.2.1 é mostrado o esquema da suspensão traseira veicular do minibaja, formada por dois braços de suspensão inclinados em relação ao solo pelo ângulo (β). Para obter-se a mola e amortecedor equivalente traseiro são usados os mesmos princípios para a suspensão dianteira. As Equações (3.3.2.1) e (3.3.2.2) representam a generalização para encontrar a mola e o amortecedor equivalente.

$$K_{eq} = \sum_{i=1}^2 K_i \cdot \cos^2 \beta \quad (3.3.2.1)$$

$$C_{eq} = \sum_{i=1}^2 C_i \cdot \cos^2 \beta \quad (3.3.2.2)$$

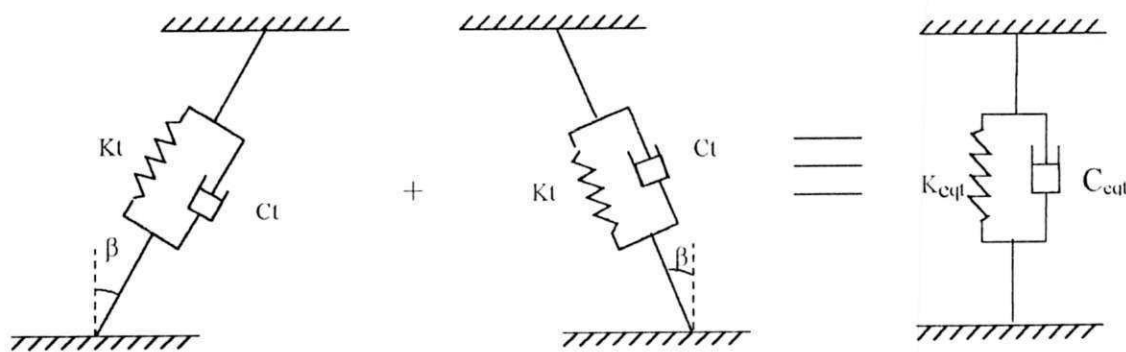


Figura 3.3.2.1 – Esquema da Suspensão Traseira

Onde:

$$K_{eqt} = 2K_t \cdot \cos^2 \beta \quad (3.3.2.3)$$

$$C_{eqt} = 2C_t \cdot \cos^2 \beta \quad (3.3.2.4)$$

É ilustrado, na Figura 3.3.2.2, a vista de perfil do conjunto da suspensão traseira e dianteira equivalente, que é aplicado para modelar o sistema.

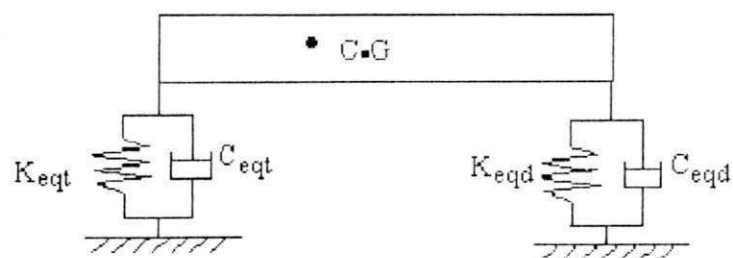


Figura 3.3.2.2 – Conjunto equivalente da suspensão dianteira e traseira

3.3.3 Perfil da Estrada

A fonte de excitação utilizada neste trabalho é representada pelo sinal sintetizado de Schroeder (1970). Este sinal será utilizado para análise em deslocamento de uma fonte externa atuante no perfil da estrada.

Um requisito mínimo, exigido de um sinal de excitação, é que seja suficientemente rico em componentes de frequência, de forma a excitar todos os modos de interesse do sistema (Pederiva, 1983). A atribuição necessária para assegurar-se esta condição do sinal de entrada, podem ser encontradas em (Burrows & Stanay, 1980).

O perfil da estrada é obtido a partir dos ajustes dos ângulos de fase das harmônicas que compõem um sinal, gerando um sinal com baixo fator de pico. Alguns casos de como gerar sinais no domínio do tempo a partir dos ângulos de fase para um dado espectro de potência são analisados por (Schroeder, 1970).

Deste modo, o sinal de excitação em deslocamento que é utilizado como fonte de excitação externa do perfil da estrada, é conseguido por síntese de sinais de baixa autocorrelação com baixo fator de pico, sintetizado a partir dos ângulos de fase das harmônicas que o compõe, com os ângulos de fase no intervalo de 0 a π .

Gerar este sinal em computador significa buscar séries temporais de comprimento finito $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$, cujos coeficientes de autocorrelação são definidos por,

$$\delta_n = \frac{1}{N-1} \sum_{n=1}^N (\beta_n \beta_{n+k}) \quad (3.3.3.1)$$

tal que estes coeficientes assumam valores pequenos para $k \neq 1$.

Deste modo, considera-se um sinal periódico de período T , contendo N harmônicas, dado por,

$$Y_n(t) = \sum_{n=1}^N \beta_n \cdot \cos(\omega t) = \text{Re} \left[\sum_{n=1}^N \beta_n \cdot e^{j\omega t} \right] \quad (3.3.3.2)$$

onde $\omega = n\omega_0$, $n = 1(1)N$. A notação para o valor de n significa um incremento de 1(un) até N , variando em uma unidade.

Limitando a variação do ângulo de fase entre 0 e π , as séries temporais podem ser obtidas por,

$$\beta_n = 1 - 2[\phi_n / \pi] \quad (3.3.3.3)$$

onde ϕ_n são os ângulos de fase dados por,

$$\phi_n = 1 - \pi |n^2 / (2N)| \quad (3.3.3.4)$$

O sinal de excitação gerado desta forma, constitui-se num sinal de banda larga em frequência com as mesmas propriedades de um ruído branco, entretanto com as vantagens de ser periódico. As Figuras 3.3.3.1 e 3.3.3.2 representam o sinal gerado no domínio do tempo e o seu respectivo espectro no domínio da frequência, utilizando-se a Equação (3.3.3.2).

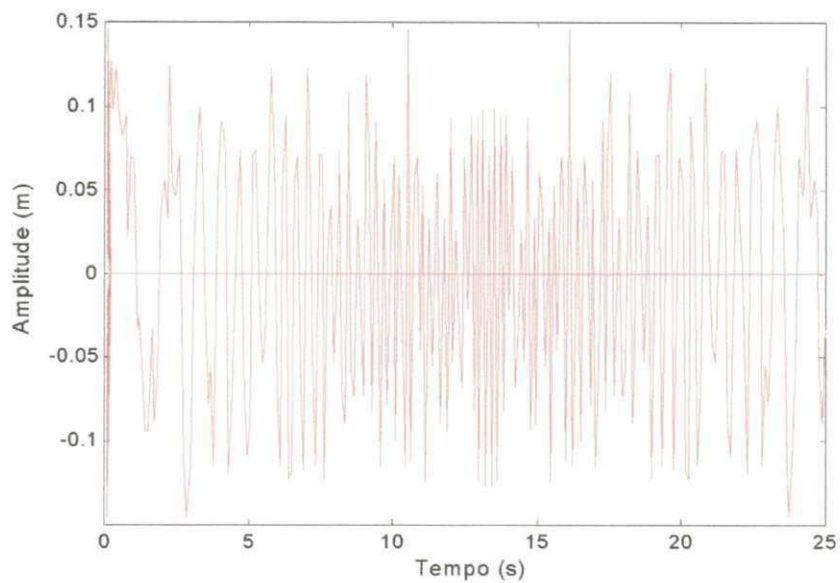


Figura 3.3.3.1 Sinal de excitação no tempo

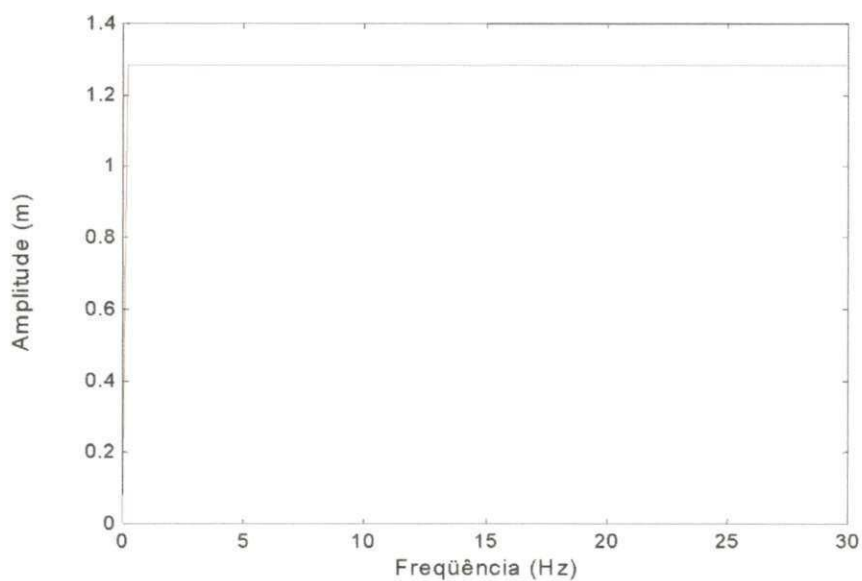


Figura 3.3.3.2 Espectro do sinal de excitação

Algumas vantagens de se utilizar este sinal como fonte de excitação em sistemas mecânicos, objetivando a identificação de parâmetros, podem ser resumidas como segue (Oliveira e Arruda, 1977).

- É um sinal com alto conteúdo frequencial do tipo ruído branco, onde a faixa de frequência pode ser preestabelecida;
- Possui a vantagem de ser periódico;
- Pode-se garantir uma excitação persistente no processo de interação solo-estrutura;
- Pode ser facilmente implementado em computador.

Por se constituir num sinal de espectro plano, pode-se garantir que os modos de vibração do sistema em consideração são excitados com um nível de energia uniforme, além do fato de se garantir as hipóteses de linearidade.

3.4 Modelo Matemático: Sistema com um grau de liberdade

A formulação matemática utilizada neste trabalho, segunda lei do movimento de Newton, para a suspensão veicular do minibaja com um grau de liberdade, reproduzida na Figuras 3.3.2 e 3.3.4, é escrita de acordo com a equação diferencial (3.4.3), (Meirovitch, 1975):

$$\sum F = M \cdot \ddot{z} \quad (3.4.1)$$

$$M \ddot{z} + c(\dot{z} - \dot{y}) + k(z - y) = 0 \quad (3.4.2)$$

$$M \ddot{z} + c \dot{z} + kz = ky + c \dot{y} \quad (3.4.3)$$

O segundo membro da Equação (3.4.3), caracteriza o resultado da interação solo-estrutura.

Para a representação do perfil de estrada, é utilizado o perfil cossenoidal, este perfil caracteriza o respectivo sinal de excitação, com o veículo se deslocando num movimento uniformemente variado.

3.4.1 Perfil de Estrada Cossenoidal

É mostrado na Figura 3.4.2.1, um perfil de estrada do tipo cossenoidal, onde o corpo rígido (minibaja) desloca-se, e a partir deste deslocamento, pode-se caracterizar um sinal de excitação.

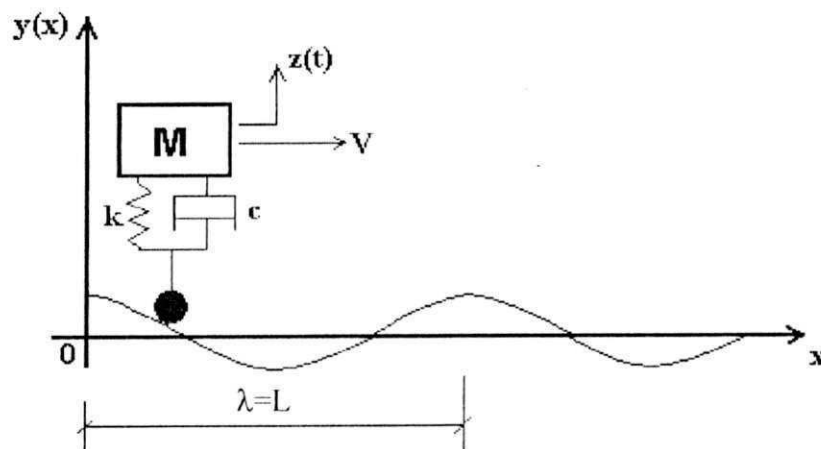


Figura 3.4.1.1 - Estrada com perfil cossenoidal

O sinal de excitação para este tipo de perfil de onda de estrada é mostrado pela Equação (3.4.1.1),

$$Y(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cdot \cos(\varpi \cdot t) \quad (3.4.1.1)$$

onde pode ser escrito na forma:

$$Y(x,t) = \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot V}{\lambda} t\right) \quad (3.4.1.2)$$

Derivando a Equação (3.4.2.2), obtém-se:

$$\dot{Y}(x,t) = -\left(\frac{2\pi V}{\lambda}\right) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cdot \text{sen}\left(\frac{2\pi \cdot V}{\lambda} t\right) \quad (3.4.1.3)$$

Substituindo as Equações (3.4.1.2 e 3.4.1.3) na Equação (3.4.3), tem-se,

$$M \ddot{z} + c \dot{z} + kz = k \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cos\left(\frac{2\pi V}{\lambda} t\right) - c \cdot \frac{2\pi V}{\lambda} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \text{sen}\left(\frac{2\pi V}{\lambda} t\right) \quad (3.4.1.4)$$

3.4.1 Perfil de Estrada Cossenoidal

É mostrado na Figura 3.4.2.1, um perfil de estrada do tipo cossenoidal, onde o corpo rígido (minibaja) desloca-se, e a partir deste deslocamento, pode-se caracterizar um sinal de excitação.

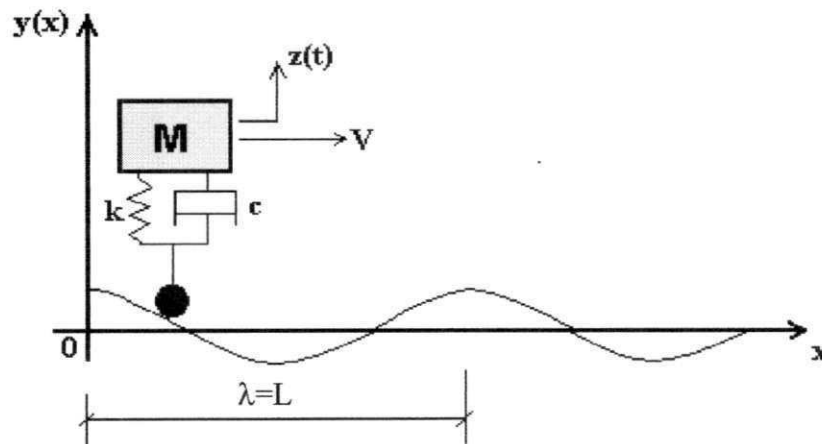


Figura 3.4.1.1 - Estrada com perfil cossenoidal

O sinal de excitação para este tipo de perfil de onda de estrada é mostrado pela Equação (3.4.1.1),

$$Y(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cdot \cos(\varpi \cdot t) \quad (3.4.1.1)$$

onde pode ser escrito na forma:

$$Y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cdot \cos\left(\frac{2\pi \cdot V}{\lambda} t\right) \quad (3.4.1.2)$$

Derivando a Equação (3.4.2.2), obtém-se:

$$\dot{Y}(x, t) = -\left(\frac{2\pi V}{\lambda}\right) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cdot \text{sen}\left(\frac{2\pi \cdot V}{\lambda} t\right) \quad (3.4.1.3)$$

Substituindo as Equações (3.4.1.2 e 3.4.1.3) na Equação (3.4.3), tem-se,

$$M \ddot{z} + c \dot{z} + kz = k \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \cos\left(\frac{2\pi V}{\lambda} t\right) - c \cdot \frac{2\pi V}{\lambda} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \text{sen}\left(\frac{2\pi V}{\lambda} t\right) \quad (3.4.1.4)$$

com a utilização das Equações (3.4.1.5 – 3.4.1.10),

$$\frac{c}{M} = 2\xi\omega_n \quad (3.4.1.5)$$

$$\omega_n^2 = \frac{k}{M} \quad (3.4.1.6)$$

$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{4\pi Vt}{\omega\lambda}\right) \quad (3.4.1.7)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot nV_o \quad (3.4.1.8)$$

$$\omega = n\omega_o \quad (3.4.1.9)$$

$$V = nV_o \quad (3.4.1.10)$$

na Equação (3.4.1.4) e fazendo as devidas manipulações algébricas chega-se a:

$$\ddot{z} + 2\xi\omega_n \dot{z} + \omega_n^2 z = \operatorname{Im} \left[\omega_n^2 \sum_{n=1}^{\infty} \beta_n \left[1 + \left(\frac{4\pi Vt}{\omega_n L} \right)^2 \right]^{1/2} \cdot e^{i(\omega t - \alpha)} \right] \quad (3.4.1.11)$$

A solução da Equação (3.4.1.11), representa o deslocamento no tempo, é dada por,

$$z(x, t) = \operatorname{Im} \left[\sum_{n=1}^{\infty} C \cdot e^{i(\omega t - \alpha)} \right] \quad (3.4.1.12)$$

onde a constante C é representada por:

$$C = \frac{\beta_n \left[1 + \left(\frac{4\pi Vt}{\omega_n L} \right)^2 \right]^{1/2}}{\left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right\}^{1/2}} \cdot e^{-i\phi} \quad (3.4.1.13)$$

Inserindo-se a constante C , na Equação (3.4.1.12), obtém-se resposta para o deslocamento vertical da carroceria dada por:

$$z(t) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\beta_n \left[1 + \left(\frac{4\pi V\zeta}{\omega_n L} \right)^2 \right]^{1/2}}{\left\{ \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right\}^{1/2}} \cdot \cos(\omega t - \alpha - \phi) \quad (3.4.1.14)$$

Onde o ângulo de fase (ϕ) mostrado na Equação (3.4.1.14) é dado pela Equação (3.4.1.15) a seguir:

$$\phi = \text{tg}^{-1} \left[\frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] \quad (3.4.1.15)$$

Derivando-se a Equação (3.4.1.14) por duas vezes, encontram as equações que representam a velocidade e a aceleração vertical da carroceria respectivamente, dadas por,

$$\dot{z}(t) = i\omega \cdot \text{Im} \left[\sum_{n=1}^{\infty} C \cdot e^{i(\omega t - \alpha)} \right] \quad (3.4.1.16)$$

$$\ddot{z}(t) = -\omega^2 \cdot \text{Im} \left[\sum_{n=1}^{\infty} C \cdot e^{i(\omega t - \alpha)} \right] \quad (3.4.1.17)$$

onde a Equação (3.4.1.16) pode ser reescrita na forma:

$$\ddot{z}(t) = -\omega^2 \cdot z(t) \quad (3.4.1.18)$$

Aplicando a segunda Lei de Newton ao sistema, pode-se encontrar a força transmitida ao veículo, isto é, força a que a carroceria está submetida. Logo,

$$F_t(t) = M \cdot \ddot{z}(t) \quad (3.4.1.19)$$

e substituindo a aceleração vertical da Equação (3.4.1.17) na Equação (3.4.1.19), chega-se a:

$$F_t(t) = -M \left(\frac{2\pi V}{\lambda} \right)^2 \cdot z(t) \quad (3.4.1.20)$$

As Equações (3.4.1.14 - 3.4.1.17) e (3.4.1.20), referentes ao perfil de onda cossenoidal, é utilizado no processo de identificação em frequência e no tempo.

3.5 Modelo Físico da Suspensão Veicular: Três graus de liberdade

Para este modelo, utilizam-se as mesmas considerações abordadas para o modelamento com um grau de liberdade, mas para esta situação, considera-se que o veículo está parado, e que o mesmo é excitado por um excitador eletrodinâmico – “shaker” (fonte de excitação externa).

Nesta situação, é preciso três coordenadas para descrever ou configurar seu movimento, um modo de vibração em translação (deslocamento vertical do centro de gravidade da estrutura), um modo cônico (movimento “pitch” ou de rotação em torno do eixo transversal que passa pelo centro de gravidade), e o outro modo cônico de vibração (movimento “roll” ou de rotação em torno do eixo longitudinal em relação ao centro de gravidade).

Apresentam-se nas Figuras 3.5.1 e 3.5.2, as distâncias (a e b) do centro de gravidade em relação aos suportes de sustentação da estrutura e as suspensões dianteira e traseira, na direção longitudinal, como também a vista lateral do modelo.

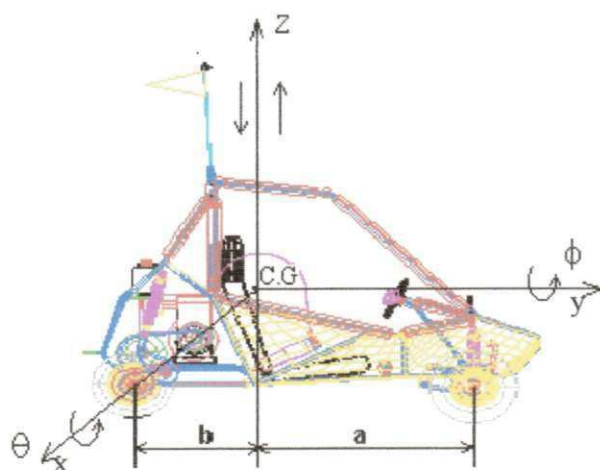


Figura 3.5.1 – Direção Longitudinal do Veículo

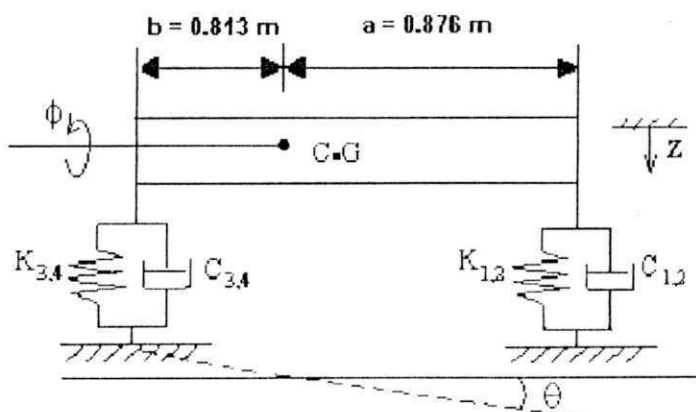


Figura 3.5.2 – Vista Lateral do Modelo Físico

Apresenta-se nas Figuras 3.5.3 e 3.5.4, as distâncias (c e d) do centro de gravidade em relação à estrutura de conexão e suspensão dos suportes da estrutura, na direção transversal, como também a vista frontal.

Considera-se para efeito de modelamento do sistema com três graus de liberdade, as seguintes variáveis:

- M , como sendo a massa do veículo;
- X_{DD} , o deslocamento vertical à direita do eixo dianteiro;
- X_{DE} , o deslocamento vertical à esquerda do eixo dianteiro;
- X_{TD} , o deslocamento vertical à direita do eixo traseiro;
- X_{TE} , o deslocamento vertical à esquerda do eixo traseiro;
- I_x e I_y como sendo os momentos de inércia em torno do eixo X e Y respectivamente.

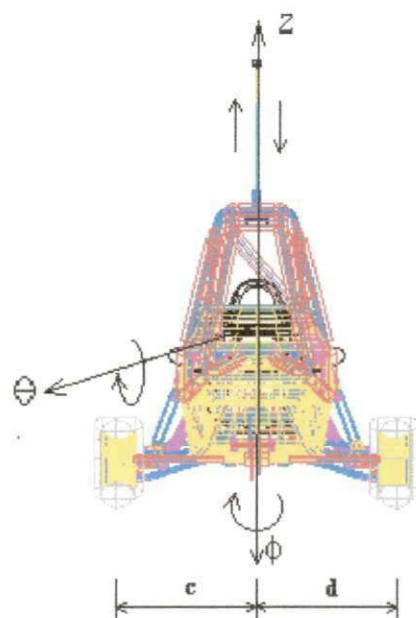


Figura 3.5.3 – Direção Transversal do Veículo

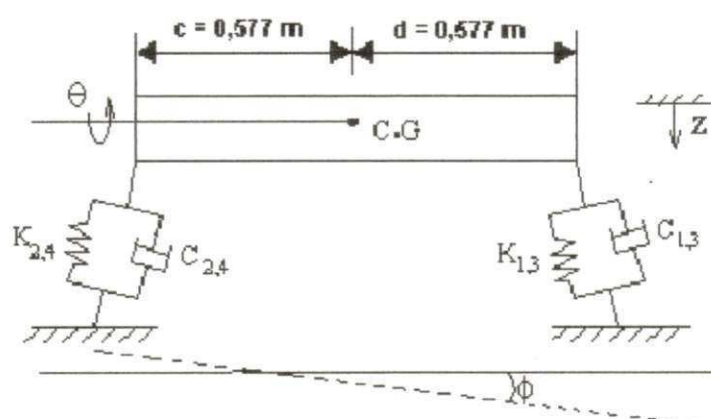


Figura 3.5.4 – Vista Frontal do Modelo Físico

O requisito mínimo exigido de um sinal de excitação adotado é o mesmo utilizado no sistema de um grau de liberdade, deste modo o sinal de excitação, para o sistema com três graus de liberdade passa a excitar os três modos de vibração: translação, longitudinal e transversal. O que diferencia é que a excitação é oriunda de um excitador eletrodinâmico, enquanto para o sistema de um grau de liberdade a excitação é devida ao perfil da estrada, isto é, excitação em deslocamento.

Por se constituir num sinal de espectro plano, Equação (3.4.2.1), pode-se garantir que os modos de vibração do sistema com três graus de liberdade são excitados com um nível de energia uniforme, além do fato de se garantir as hipóteses de linearidade.

3.6 Modelo Matemático: Sistema com três graus de liberdade

A formulação matemática da suspensão veicular do minibaja, representada pela configuração esquemática do modelo físico, Figuras 3.5.2 e 3.5.4, das vistas lateral e frontal, é feita utilizando-se coordenadas em relação ao centro de gravidade para montar as equações de deslocamento, definidas pelas relações mostradas a seguir:

Deslocamentos

$$x_{DD} = z + a\theta + d\phi \quad (3.6.1)$$

$$x_{DE} = z + a\theta - c\phi \quad (3.6.2)$$

$$x_{TE} = z - b\theta - c\phi \quad (3.6.3)$$

$$x_{TD} = z - b\theta + d\phi \quad (3.6.4)$$

Derivando-se as Equações (3.6.1 – 3.6.4), obtêm-se as velocidades em relação a cada deslocamento vertical à direita ou à esquerda de cada eixo, dadas por:

Velocidades

$$\dot{x}_{DD} = \dot{z} + a\dot{\theta} + d\dot{\phi} \quad (3.6.5)$$

$$\dot{x}_{DE} = \dot{z} + a\dot{\theta} - c\dot{\phi} \quad (3.6.6)$$

$$\dot{x}_{TE} = \dot{z} - b\dot{\theta} - c\dot{\phi} \quad (3.6.7)$$

$$\dot{x}_{TD} = \dot{z} - b\dot{\theta} + d\dot{\phi} \quad (3.6.8)$$

Sob a condição específica de que a energia cinética e potencial do sistema podem ser expressas em termos de coordenadas generalizadas, e de suas derivadas no tempo, podemos desenvolver as equações do modelo com o emprego da formulação de Lagrange, (BOYCE e PRIMA, 1994), dado pela Equação (3.6.9).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (3.6.9)$$

Onde:

- T, energia cinética total do sistema;
- U, energia potencial total do sistema;
- R, energia de dissipação total do sistema;
- Q_i , forças generalizadas que atuam no sistema;
- q_i , coordenadas generalizadas.

As parcelas da Equação (3.6.9), $\left(\frac{\partial U}{\partial q_i} \right)$ e $\left(\frac{\partial R}{\partial \dot{q}_i} \right)$, representam a energia total de dissipação

do sistema.

As coordenadas generalizadas, representando os graus de liberdade, são dadas por:

$$q_1 = z$$

$$q_2 = \theta$$

$$q_3 = \phi$$

As equações diferenciais que regem o comportamento vibratório são obtidos a partir de diagrama do corpo livre do sistema descrito nas Figuras 3.5.2 e 3.5.4, na forma das Equações (3.6.10), (3.6.11) e (3.6.12).

$$T = \frac{1}{2} M \dot{z}^2 + \frac{1}{2} I_\theta \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_\phi \dot{\phi}^2 \quad (3.6.10)$$

$$U = \frac{1}{2}K_1(z+a\theta+d\phi)^2 + \frac{1}{2}K_2(z+a\theta-c\phi)^2 + \frac{1}{2}K_3(z-b\theta+d\phi)^2 + \frac{1}{2}K_4(z-b\theta-c\phi)^2 \quad (3.6.11)$$

$$R = \frac{1}{2}C_1(z+a\theta+d\phi)^2 + \frac{1}{2}C_2(z+a\theta-c\phi)^2 + \frac{1}{2}C_3(z-b\theta+d\phi)^2 + \frac{1}{2}C_4(z-b\theta-c\phi)^2 \quad (3.6.12)$$

➤ Para $i = 1 \Rightarrow q_1 = z$

$$\begin{aligned} Mz + (C_1 + C_2 + C_3 + C_4)z + (aC_1 + aC_2 - bC_3 - bC_4)\theta + \\ + (dC_1 - cC_2 + dC_3 - cC_4)\phi + (K_1 + K_2 + K_3 + K_4)z + \\ + (aK_1 + aK_2 - bK_3 - bK_4)\theta + (dK_1 - cK_2 + dK_3 - cK_4)\phi = F(t) \end{aligned} \quad (3.6.13)$$

➤ Para $i = 2 \Rightarrow q_2 = \theta$

$$\begin{aligned} I_\theta \ddot{\theta} + (aC_1 + aC_2 - bC_3 - bC_4)z + (a^2C_1 + a^2C_2 + b^2C_3 + b^2C_4)\theta + \\ + (adC_1 - acC_2 - bdC_3 + bcC_4)\dot{\phi} + (aK_1 + aK_2 - bK_3 - bK_4)z + \\ + (a^2K_1 + a^2K_2 + b^2K_3 + b^2K_4)\dot{\theta} + (adK_1 - acK_2 - bdK_3 + bcC_4)\dot{\phi} = F(t) \end{aligned} \quad (3.6.14)$$

➤ Para $i = 3 \Rightarrow q_3 = \phi$

$$\begin{aligned} I_\phi \ddot{\phi} + (dC_1 - cC_2 + dC_3 - cC_4)z + (adC_1 - acC_2 - bdC_3 + bcC_4)\theta + \\ + (d^2C_1 + c^2C_2 + d^2C_3 + c^2C_4)\phi + (dK_1 - cK_2 + dK_3 - cK_4)z + \\ + (adK_1 - acK_2 - bdK_3 + bcK_4)\theta + (d^2K_1 + c^2K_2 + d^2K_3 + c^2K_4)\dot{\phi} = F(t) \end{aligned} \quad (3.6.15)$$

Aplicando a expressão de Lagrange (3.6.9) às Equações (3.6.10), (3.6.11) e (3.6.12), obtém-se um sistema de equações diferenciais em notação compacta em termos das coordenadas de translação e rotação, na forma $\left\{ \ddot{x} \right\} = \left\{ \ddot{z}, \ddot{\theta}, \ddot{\phi} \right\} t$, $\left\{ \dot{x} \right\} = \left\{ \dot{z}, \dot{\theta}, \dot{\phi} \right\} t$ e $x = \{z, \theta, \phi\} t$.

O sistema de equações diferenciais dados pelos grupos das Equações (3.6.13 – 3.6.15), pode ser colocado em forma compacta, cuja formulação genérica pra o processo de simulação de um sistema de vários graus de liberdade pode ser dada pelo sistema de equações diferenciais na forma matricial da Equação (3.6.16), (Meirovitch, 1975),

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F'(t)\} \quad (3.6.16)$$

onde as matrizes de massa, amortecimento e rigidez são dadas por:

$$[M] = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & I_\theta & 0 \\ 0 & 0 & I_\phi \end{bmatrix} \quad (3.6.17)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} (C_1 + C_2 + C_3 + C_4) & (aC_1 + aC_2 - bC_3 - bC_4) & (dC_1 - cC_2 + dC_3 - cC_4) \\ (aC_1 + aC_2 - bC_3 - bC_4) & (a^2C_1 + a^2C_2 + b^2C_3 + b^2C_4) & (adC_1 - acC_2 - bdC_3 + bcC_4) \\ (dC_1 - cC_2 + dC_3 - cC_4) & (adC_1 - acC_2 - bdC_3 + bcC_4) & (d^2C_1 + c^2C_2 + d^2C_3 + c^2C_4) \end{bmatrix} \quad (3.6.18)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} (K_1 + K_2 + K_3 + K_4) & (aK_1 + aK_2 - bK_3 - bK_4) & (dK_1 - cK_2 + dK_3 - cK_4) \\ (aK_1 + aK_2 - bK_3 - bK_4) & (a^2K_1 + a^2K_2 + b^2K_3 + b^2K_4) & (adK_1 - acK_2 - bdK_3 + bcK_4) \\ (dK_1 - cK_2 + dK_3 - cK_4) & (adK_1 - acK_2 - bdK_3 + bcK_4) & (d^2K_1 + c^2K_2 + d^2K_3 + c^2K_4) \end{bmatrix} \quad (3.6.19)$$

O método proposto para simulação de sistemas mecânicos em geral (Oliveira, 1997), já foi aplicado em vários trabalhos da área, apresentando resultados bem satisfatórios, (Silva, 1999; Santiago, 1999). A formulação genérica da solução de sistema de equações diferenciais em forma matricial da Equação (3.6.16), é bem elucidada por (Oliveira, 2000).

3.7 Conclusão

Neste capítulo, procurou-se mostrar de forma abrangente, conceitos e aspectos gerais sobre, projeto minibaja e sua importância, configurações geométricas, partes principais e definições de seus componentes. Em seguida, a partir do modelo físico da suspensão veicular, foram desenvolvidas, através de uma seqüência clara, a formulação matemática do perfil de estrada cossenoidal para um grau de liberdade. Em seguida, foi formulado o modelo matemático correspondente à modelagem com três graus de liberdade. As duas situações abordadas no trabalho para a analisar o comportamento dinâmico e vibratório da suspensão veicular do minibaja com a primeira em movimento uniformemente variado e a segunda estática, servem para o processo de identificação de parâmetros no domínio da frequência.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS DE SIMULAÇÃO COM DADOS EXPERIMENTAIS DO MODELO FÍSICO

4.1 Introdução

São apresentados neste capítulo os resultados e discussões obtidas a partir das curvas de resposta em frequência e no tempo do modelo físico da suspensão veicular representado nas Figuras 3.3.1.1 e 3.3.2.1, primeiramente, a análise de resultados é feita para um sistema com um grau de liberdade, oscilando no sentido vertical, com movimento uniformemente variado e em seguida é feita para um sistema com três graus de liberdade estático, oscilando com três modos de vibração, um vertical e dois de rotação. Para esta apresentação, faz-se necessário mostrar um método de simulação para a obtenção de tais resultados.

4.2 Resultados de Simulação: Sistema com um grau de liberdade

Para obtenção e avaliação das curvas de resposta em frequência e no tempo a partir da simulação do sistema representado nas Figuras 3.3.1.1 e 3.3.2.1, seguem-se os parâmetros físicos obtidos da estrutura veicular, mostrados na Tabela 4.2.1. A aceleração mostrada nesta tabela, foi determinada pela soma das acelerações obtidas nos testes de campo, como o veículo possui três marchas, elas foram somadas, relacionadas à cada marcha e feita a média aritmética.

Tabela 4.2.1 – Parâmetros de entrada para simulação do sistema.

M1 – Massa do Veículo	Kg	129
M2 – Massa do Piloto	Kg	55
M – Massa do Conjunto Veículo e Piloto	Kg	184
Coefficiente de Rigidez das Molas - K_{eq}	N/m	18800
Coefficiente de Amortecimento Dianteiro - C_d	Ns/m	50
Coefficiente de Amortecimento Traseiro - C_t	Ns/m	150
Aceleração do Veículo - a_v	m/s^2	3.71
Fator de busca - f_b	-	2.5
Número de Pontos a Gerar - N		256
Ângulo formado entre a suspensão dianteira e a vertical - γ	[°]	23.96 ⁰
Ângulo formado entre a suspensão traseira e a vertical - β	[°]	22.27 ⁰

A frequência natural amortecida para o movimento vertical da carroceria, dada pela Equação (2.2.2.2), é mostrada seu valor na Tabela 4.2.2.

Tabela 4.2.2 – Frequência natural amortecida do sistema

Movimento Vertical	Frequência Natural Amortecida
Suspensão	$\omega_d = 18.57 \text{ rad/s}$ ou $\omega_d = 2.95 \text{ Hz}$

Para a obtenção das curvas de reposta no domínio do tempo e em frequência da suspensão veicular, são adotadas em linhas gerais a seguinte seqüência, (Oliveira, 1997):

1. Calculam-se os autovalores do sistema;
2. Identifica-se a maior frequência, se natural ou amortecida, e a faz igual a ω_{\max} ;
3. Define-se um número fixo para $f_b \geq 2$;
4. Define-se o número de amostras N, que se deseja representar o sinal, e, em seguida, define-se inicialmente ($N_{pi} = N / 2$);
5. Determina-se o intervalo de tempo de discretização a partir da relação dada por ($D_t = [2\pi / (N\omega_{\max}f_b)]N_{pi}$);
6. Determina-se a frequência fundamental a partir da relação dada por ($\omega_o = 2\pi / ND_t$);
7. Gera-se o sinal em deslocamento utilizando-se a frequência fundamental calculada no item 6.

Antes de mostrar as curvas de resposta em frequência e no tempo, é mostrada na figura 4.2.1 e na Figuras 4.2.2, o perfil da excitação em deslocamento devido ao terreno e seu respectivo espectro. Definindo o número de pontos [N= 256], isto é, simultaneamente duzentos e cinquenta e seis sinais para gerar o perfil da estrada cossenoidal, com [N/2 -1] componentes harmônicas associadas a cada sinal. A Tabela 4.2.3 mostra os parâmetros principais para se gerar o perfil da estrada que é utilizado neste trabalho.

Tabela 4.2.3 – Parâmetros principais para gerar o perfil da estrada.

Perfil da Estrada	N	N _{pi}	f_b	$\omega_{\max} = \omega_d$	Dt
Cossenoidal	256	128	2.5	2.95 Hz	0.067

Perfil da Estrada Cossenoidal

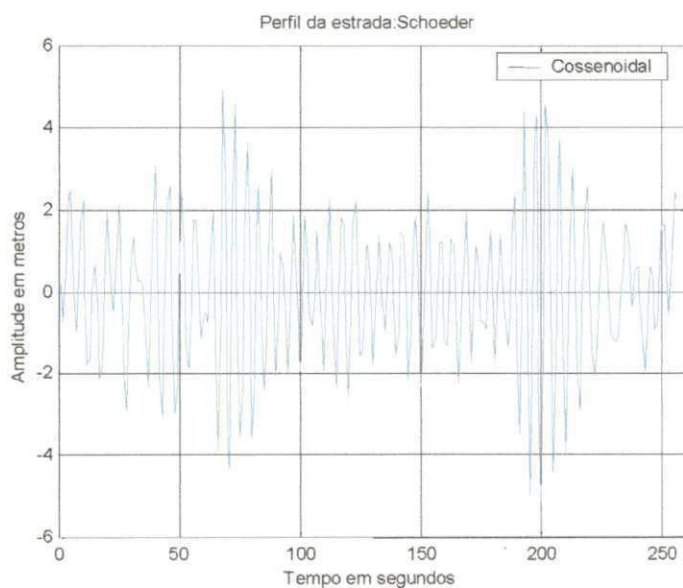


Figura 4.2.1 – Sinal de excitação no tempo

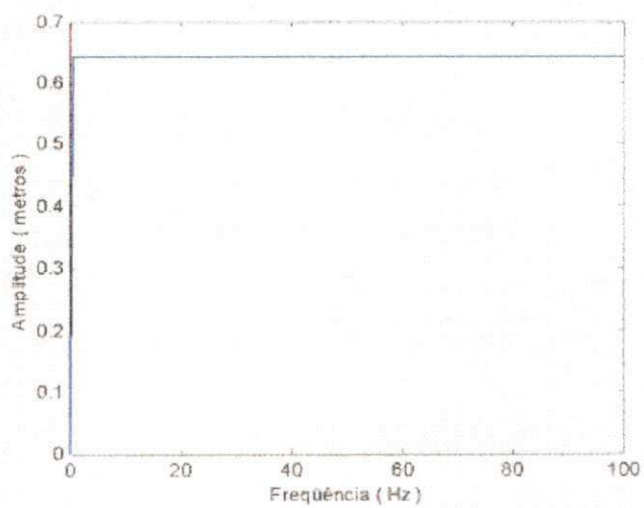


Figura 4.2.2 – Espectro da resposta de excitação

A análise do comportamento dinâmico e vibratório da suspensão é feita, introduzindo-se comprimentos de ondas distintos com amplitudes iniciais de estrada fixas, possibilitando assim, saber como se comporta ao longo do tempo, o deslocamento e as acelerações verticais da carroceria e as forças verticais transmitidas ao veículo, bem como, ao longo do perfil de onda, pode-se também, avaliar a variação da velocidade de acordo com os diferentes comprimentos de onda.

É usado neste trabalho, um critério para simulação do sistema, utilizando a Equação (3.4.1.8), e a equação que representa a frequência fundamental de excitação, substituindo-a na Equação (3.4.1.9). Isolando-se a velocidade inicial, e inserindo o tempo de discretização, obtém-se,

$$V_o = \frac{\lambda \cdot \omega_{m\acute{a}x} \cdot f_b}{2\pi \cdot N_{p_i}} \quad (4.2.1)$$

A Equação (4.2.1) mostra claramente que a velocidade do veículo encontra-se sincronizada com a dinâmica do sistema, por que ela depende do comprimento de onda atribuído ao terreno, da frequência natural amortecida máxima e do número de amostras que se deseja representar o sinal.

4.3 Resultados para o Deslocamento Vertical da Carroceria

Os resultados da análise do comportamento dinâmico e vibratório para o deslocamento vertical da carroceria são processados com a utilização de três comprimentos de onda diferentes, ($\lambda=0.844\text{m}$, $\lambda=1.689\text{m}$ e $\lambda=3.378\text{m}$) e com a amplitude inicial da estrada correspondente a 0,10 m. Esses valores do comprimento de onda correspondem à metade do comprimento do veículo, o veículo por inteiro é de duas vezes seu tamanho respectivamente.

A partir desses valores, pode-se avaliar a evolução da velocidade e identificar quantitativamente o deslocamento máximo vertical da carroceria para o perfil de estrada cossenoidal.

A Figura 4.3.1, se refere aos deslocamentos verticais da carroceria no tempo, bem como, o espectro da resposta, utilizando-se um comprimento de onda igual à metade do comprimento do veículo.

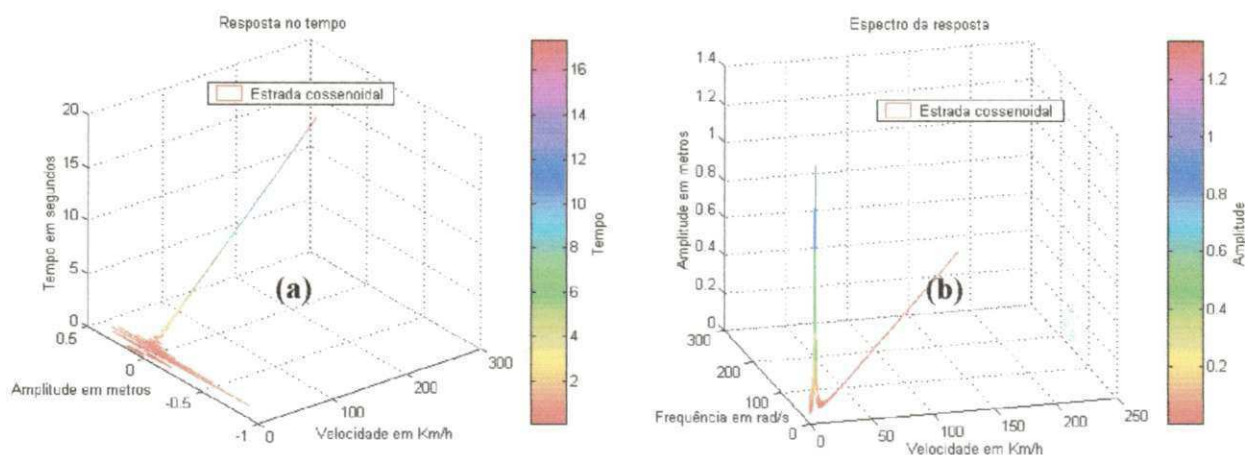


Figura 4.3.1 – Resposta dos Deslocamentos Verticais, com $\lambda=0.844\text{m}$: (a) No tempo; (b) Em frequência.

Como se pode observar pela Figura 4.3.1-b, três informações importantes poderão ser extraídas a partir do pico máximo do espectro de resposta:

- A velocidade do veículo onde ocorre o fenômeno de ressonância;
- A frequência de excitação oriunda do perfil da estrada;
- A amplitude máxima no domínio da frequência.

As projeções adequadas a partir do pico máximo de amplitude do sinal nos três eixos coordenados (x, y, z) , conduz equivalentemente a tríade de valores $(V, \omega_d, x_{máx})$, isto é, a velocidade do veículo que excita o modo de vibração da carroceria, e concomitantemente, a correspondente frequência de excitação devida a interação solo-estrutura, que identifica a frequência natural do sistema, isto é, a frequência natural amortecida. A avaliação para as demais representações gráficas segue esta mesma linha de raciocínio.

A Figura 4.3.2, se refere aos deslocamentos verticais da carroceria no tempo, bem como, o espectro da resposta, utilizando-se um comprimento de onda igual ao comprimento do veículo.

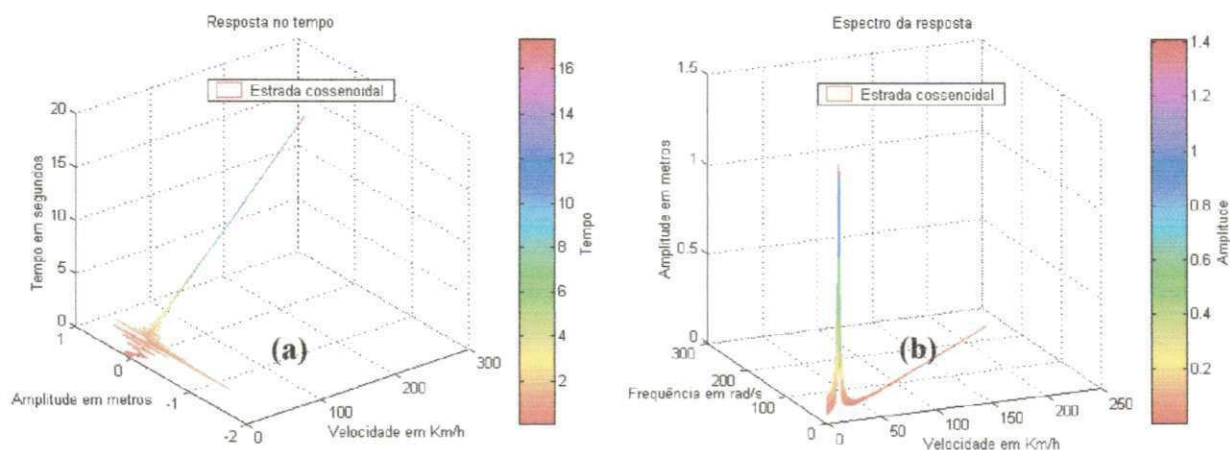


Figura 4.3.2 – Resposta dos Deslocamentos Verticais, com $\lambda=1.689\text{m}$: (a) No tempo; (b) Em frequência.

A Figura 4.3.3, se refere aos deslocamentos verticais da carroceria no tempo, bem como, o espectro da resposta, utilizando-se um comprimento de onda igual a duas vezes o comprimento do veículo.

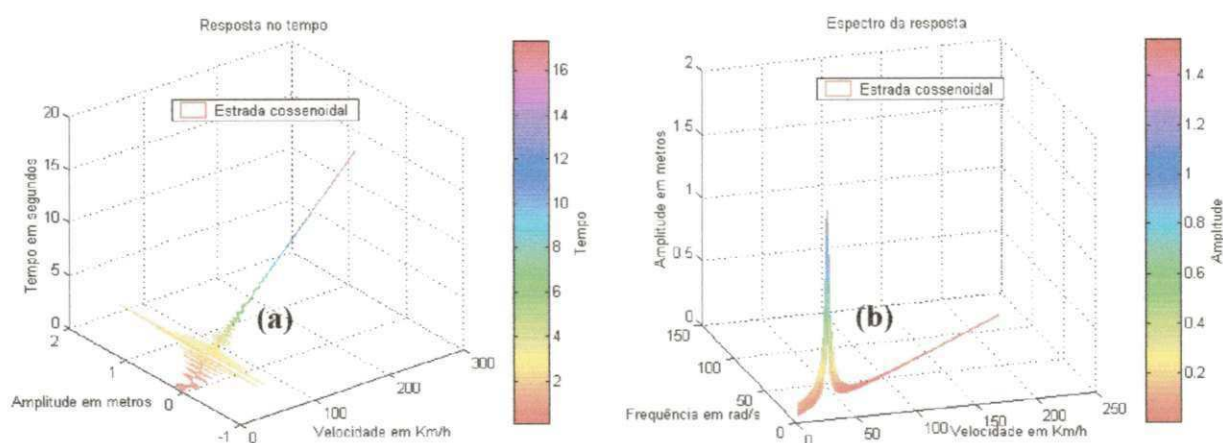


Figura 4.3.3 – Resposta dos Deslocamentos Verticais, com $\lambda=3.378\text{m}$: (a) No tempo; (b) Em frequência.

Analisando-se as respostas no tempo e os espectros dos perfis da estrada cossenoidal com os comprimentos de onda ($\lambda=0.844\text{m}$), ($\lambda=1.689\text{m}$) e ($\lambda=3.378\text{m}$), nota-se que os deslocamentos verticais da carroceria diminuem com o aumento do comprimento de onda, possibilitando ao veículo desenvolver mais velocidade, isto é, perfis de estrada com comprimentos de onda maiores favorecem o aumento da velocidade.

A Tabela 4.3.1 mostra os valores associados a cada comprimento de onda utilizado para analisar o movimento vertical da carroceria.

Tabela 4.3.1 – Resultados da Análise do Movimento Vertical da Carroceria

Perfil da Estrada	Cossenoidal		
	$\lambda=0,844$	$\lambda=1,689$	$\lambda=3,378$
Comprimento de onda (m)	$\lambda=0,844$	$\lambda=1,689$	$\lambda=3,378$
Amplitude da estrada (m)	0,10	0,10	0,10
Deslocamento máximo vertical da carroceria (m)	0,256	0,236	0,200
Velocidade para o deslocamento máximo da carroceria (Km/h)	9,214	17,524	35,914

A Figura 4.3.4 mostra o espectro da resposta com os três comprimentos de onda utilizados neste trabalho, proporcionando um comparativo entre estes comprimentos e as amplitudes máximas sofridas pela carroceria ao passar pela região de ressonância.

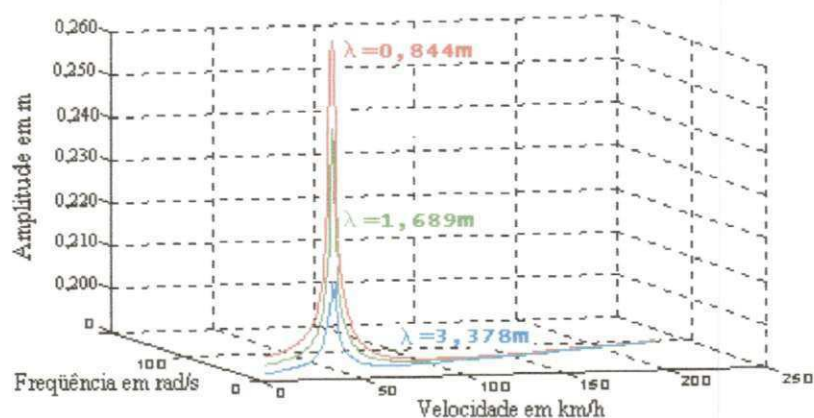


Figura 4.3.4 – Espectro da resposta com comprimentos de onda distintos

4.4 Resultados para a Aceleração Vertical da Carroceria

Os resultados para a análise do comportamento da aceleração vertical da carroceria, são feitos com os mesmos comprimentos de onda utilizados na análise anterior.

A partir desses valores, é possível avaliar o comportamento da velocidade e identificar quantitativamente a aceleração vertical máxima da carroceria para o perfil de estrada cossenoidal.

As Figuras 4.4.1- 4.4.3, se referem às acelerações verticais da carroceria no tempo.

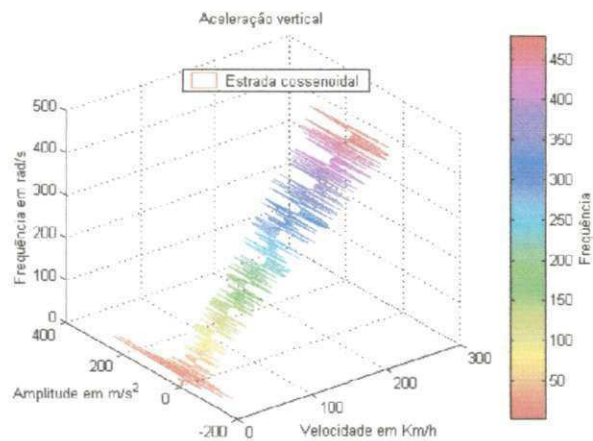


Figura 4.4.1 – Resposta das Acelerações Verticais no Tempo, $\lambda=0.844\text{m}$

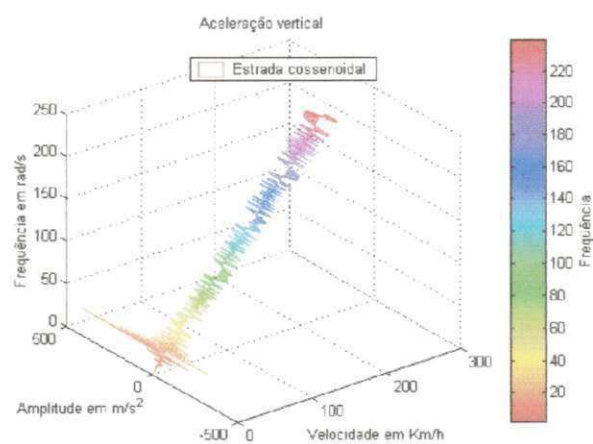


Figura 4.4.2 – Resposta das Acelerações Verticais no Tempo, $\lambda=1,689\text{m}$

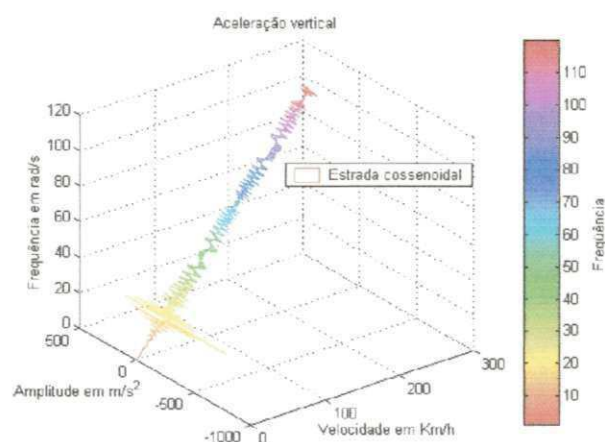


Figura 4.4.3 – Resposta das Acelerações Verticais no Tempo, $\lambda=3,378\text{m}$

Analisando-se as respostas no tempo do perfil de estrada cossenoidal, com comprimentos de onda ($\lambda=0,844\text{m}$), ($\lambda=1,689\text{m}$) e ($\lambda=3,378\text{m}$), nota-se que as acelerações verticais da carroceria diminuem com o crescimento do comprimento de onda, propiciando ao piloto uma maior capacidade de dirigibilidade devido aos intervalos de comprimentos de onda serem maiores. À medida que a velocidade do veículo aumenta, há a possibilidade de se entrar na região de ressonância tornando a dirigibilidade difícil.

A Tabela 4.4.1 mostra os valores associados a cada comprimento de onda utilizado para analisar a aceleração vertical da carroceria.

Tabela 4.4.1 – Resultados da Análise da Aceleração Vertical da Carroceria

Perfil da Estrada	Cossenoidal		
	$\lambda=0,844$	$\lambda=1,689$	$\lambda=3,378$
Comprimento de onda (m)	$\lambda=0,844$	$\lambda=1,689$	$\lambda=3,378$
Amplitude da estrada (m)	0,10	0,10	0,10
Aceleração Vertical Máxima da Carroceria (m/s^2)	54,481	48,182	12,915

A partir dos os resultados mostrados na Tabela 4.4.1, pode-se avaliar quantitativamente, a máxima intensidade da força que o veículo suporta na vertical, nas três situações, bastando apenas aplicar a segunda lei do movimento de Newton, ($F = m \cdot a$), quando o veículo passa pela região de ressonância.

É mostrada na Tabela 4.4.2, a intensidade da força relacionada à cada aceleração vertical da carroceria e a relação entre essa força vertical e o peso do carro.

Tabela 4.4.2 – Força Vertical Transmitida à Carroceria

Aceleração Vertical Máxima da Carroceria (m/s²)	54,481	48,182	12,915
Força Vertical (KN)	10,02	8,86	2,37
Força Vertical / Peso do Veículo	5,54	4,91	1,31

A Tabela 4.4.2 mostra que para o comprimento de onda, ($\lambda=0,844\text{m}$), a carroceria sofre uma força de cinco vezes e meia o peso do veículo, isto é, a estrutura é projetada para suportar cargas elevadas que chegam a variar de acordo com a amplitude da estrada, cabendo as suspensões dianteira e traseira absorverem a carga durante o trajeto do veículo.

4.5 Resultados de Simulação: Sistema com três graus de liberdade

Para obtenção e avaliação das curvas de resposta em frequência e no tempo, usa-se o mesmo critério de busca adotado para a simulação com um grau de liberdade. Para a simulação do sistema representado nas Figuras 3.5.2 e 3.5.4, o veículo encontra-se inerte.

Seguem-se os parâmetros físicos para a estrutura veicular mostrados na Tabela 4.5.1.

Tabela 4.5.1 – Parâmetros de entrada para simulação do sistema

M1 – Massa do Veículo	Kg	129
M2 – Massa do Piloto	Kg	55
M – Massa do Conjunto e Piloto	Kg	184
Momento de Inércia de Massa Longitudinal - I_o	Kg.m.s ²	3400
Momento de Inércia de Massa Transversal - I_{ϕ}	Kg.m.s ²	7500
Coefficiente de Rigidez das Molas - K_{eq}	N/m	18800
Coefficiente de Amortecimento - C_d	Ns/m	50
Coefficiente de Amortecimento - C_t	Ns/m	150
Distância – a	m	0.876
Distância – b	m	0.813
Distância – c	m	0.577
Distância – d	m	0.577
Fator de busca - f_b	m	2.5
Número de Pontos a Gerar - N	---	256
Ângulo formado entre a suspensão dianteira e vertical - γ	[^o]	23.96 ^o
Ângulo formado entre a suspensão traseira e a vertical - β	[^o]	22.27 ^o

Os momentos de inércia longitudinal e transversal foram obtidos a partir das dimensões do veículo, onde se utilizaram métodos bem elucidados por (Ricardo, 1977).

Para a obtenção das curvas de resposta no domínio do tempo e em frequência da suspensão veicular do mini-baja, foram adotadas em linhas gerais a seqüência descrita anteriormente para o sistema com um grau de liberdade, (pp 48).

Considera-se para efeito de simulação, a formulação matemática desenvolvida no, item 3.6.1. O veículo minibaja é projetado para competição, o mesmo deverá resistir a solicitações severas em diversas condições de tempo e terreno. Logo, se considera a excitação atuando simultaneamente nos três modos de vibrações, ou seja, no movimento de translação vertical, (segundo Schroeder (1970), sinal obtido a partir de sistema de sinais periódicos, que representa a excitação oriunda da interação solo-estrutura) e no movimento de rotação longitudinal (roll) e transversal (pitch).

Adota-se a massa total do sistema, os momentos de inércia de massa longitudinal e transversal, as distâncias a, b, c e d do centro de gravidade do veículo mini-baja em relação à estrutura de conexão e suspensão, o fator de busca e o número de pontos de amostragem, assim como os coeficientes do amortecimento dianteiro (C_d) e traseiro (C_t), os coeficientes de rigidez equivalente e os ângulos (γ e β), formados entre a suspensão dianteira e traseira com a vertical, respectivamente como parâmetros da simulação.

Baseado nas informações da Tabela 4.5.1, as frequências naturais e os autovalores para o sistema de suspensão veicular do minibaja são mostrados na Tabela 4.5.2.

Tabela 4.5.2 – Frequências naturais e autovalores para o sistema de suspensão veicular

Movimento	Autovalor	Frequência natural
Sentido Vertical	$\lambda_{1,2} = -0,8162 \pm 14,9308i$	$\omega_{n1} = 14,953 \text{ rad/s} = 2,380 \text{ Hz}$
Sentido Longitudinal	$\lambda_{3,4} = -0,0067 \pm 2,0010i$	$\omega_{n2} = 2,001 \text{ rad/s} = 0,318 \text{ Hz}$
Sentido Transversal	$\lambda_{5,6} = -0,0065 \pm 1,3392i$	$\omega_{n3} = 1,339 \text{ rad/s} = 0,213 \text{ Hz}$

4.6 Representação das Curvas de Respostas em Frequência e no Tempo

Os resultados apresentados nas Figuras 4.6.1 a 4.6.3 se referem às curvas em deslocamento no tempo, para os três modos de vibração, as quais tomam-se os sinais de deslocamento da massa do veículo M , e os momentos de inércia longitudinal e vertical, respectivamente, I_θ e I_ϕ . Adota-se para essa simulação uma solução do tipo pseudo-exata, onde se constitui numa forma alternativa para simular sistemas mecânicos no domínio do tempo e em frequência sem precisar, necessariamente, de usar métodos de integração numérica.

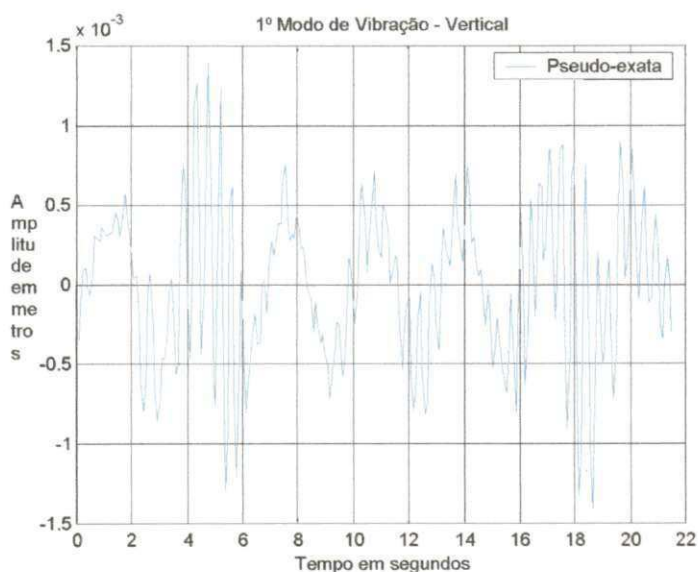


Figura 4.6.1 – Resposta em deslocamento para o sentido vertical.

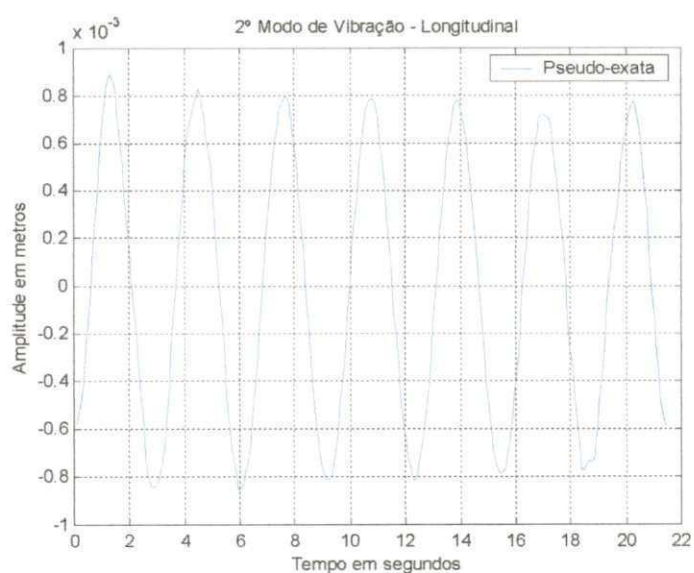


Figura 4.6.2 - Resposta em deslocamento para o sentido longitudinal

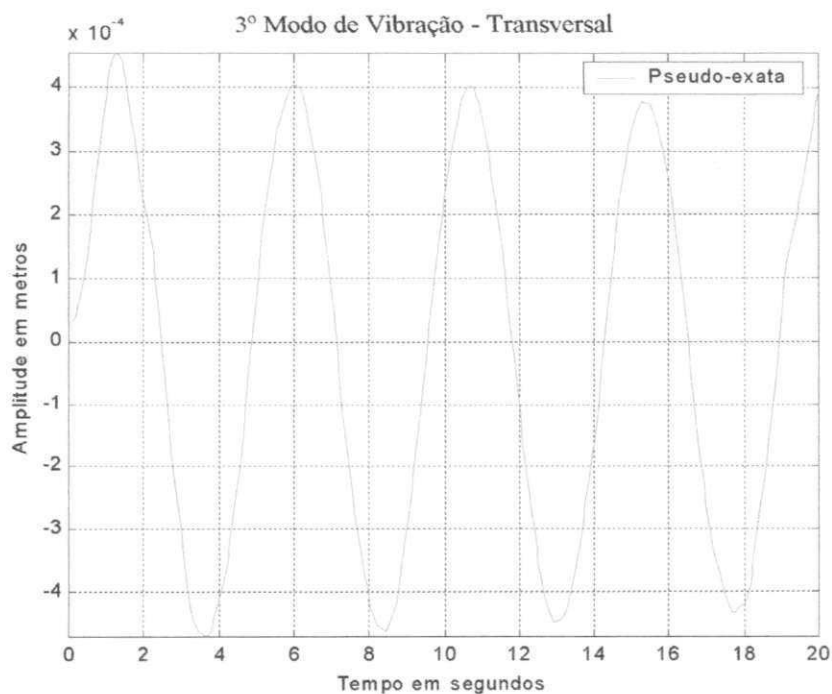


Figura 4.6.3 - Resposta em deslocamento para o sentido transversal

Pode ser observado que as maiores amplitudes registradas nos gráficos ocorrem na direção vertical e longitudinal do veículo, e em menor escala na direção transversal ao mesmo.

Observa-se ainda que as amplitudes diminuem ao longo do tempo por causa da presença de amortecedores, elementos dissipadores de energia, e depois cresce um pouco devido à excitação solo-estrutura.

Tabela 4.6.1 – Amplitude Máxima dos Modos de Vibração

Sentido do Movimento	Amplitude Máxima (m)
Vertical	$1,40 \times 10^{-3}$
Longitudinal	$0,89 \times 10^{-3}$
Transversal	$0,44 \times 10^{-3}$

Na Figuras 4.6.4 a 4.6.6, apresenta-se os espectros de frequência, tanto no modo direto, através de integrações numéricas, como no pseudo-exato, isto é, uma superposição gráfica dos resultados. Como o sistema possui três graus de liberdade, nota-se que nas figuras apresentam três picos de ressonância, ou seja, existem três frequências naturais.

O pico máximo da amplitude ocorre na direção do deslocamento vertical, o veículo oscila bastante para cima e para baixo, o segundo pico mais alto ocorre na direção do deslocamento cônico roll (longitudinal), isto é, o veículo oscila com menos intensidade para frente e para trás. Já na direção do deslocamento cônico pitch (transversal), o veículo oscila com menor intensidade, o veículo movimentava-se bem menos para esquerda e para direita.

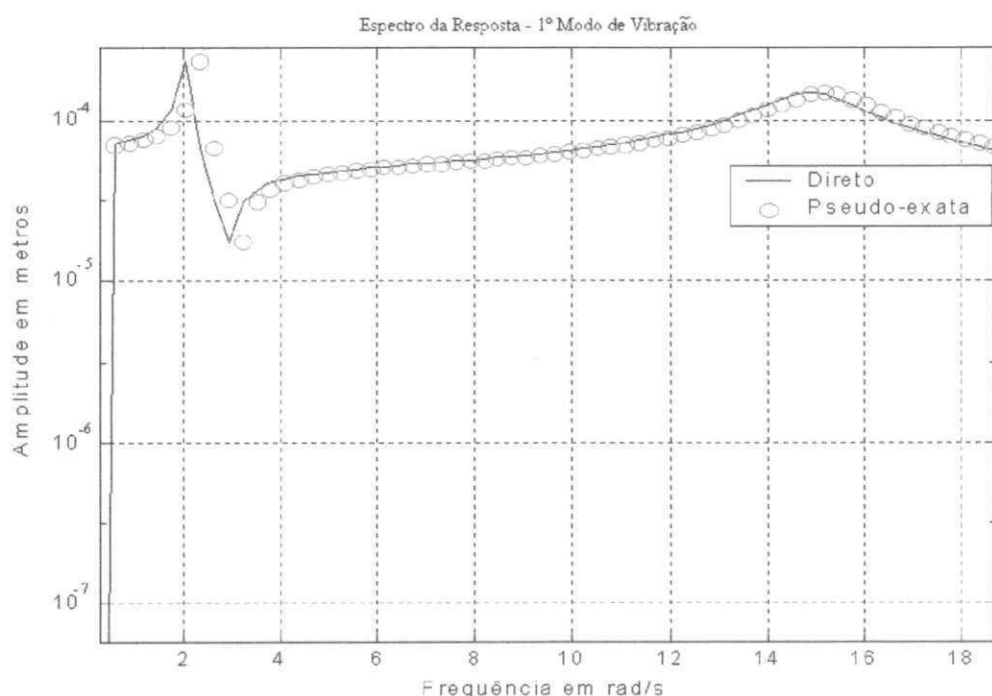


Figura 4.6.4 – Espectro de Resposta no Sentido Vertical.

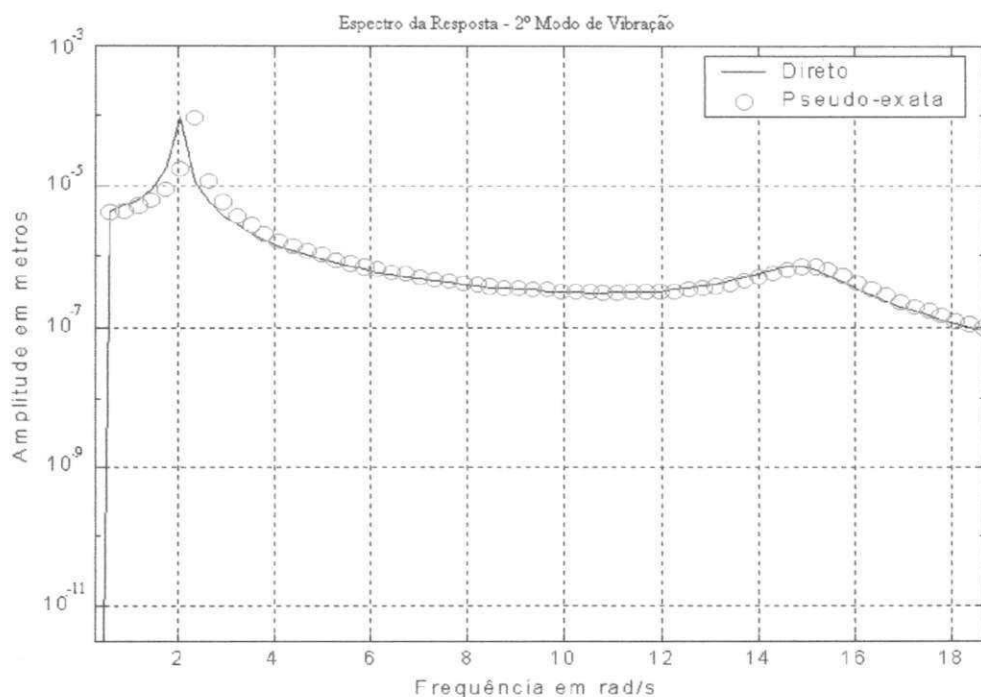


Figura 4.6.5 - Espectro de Resposta no Sentido Longitudinal.

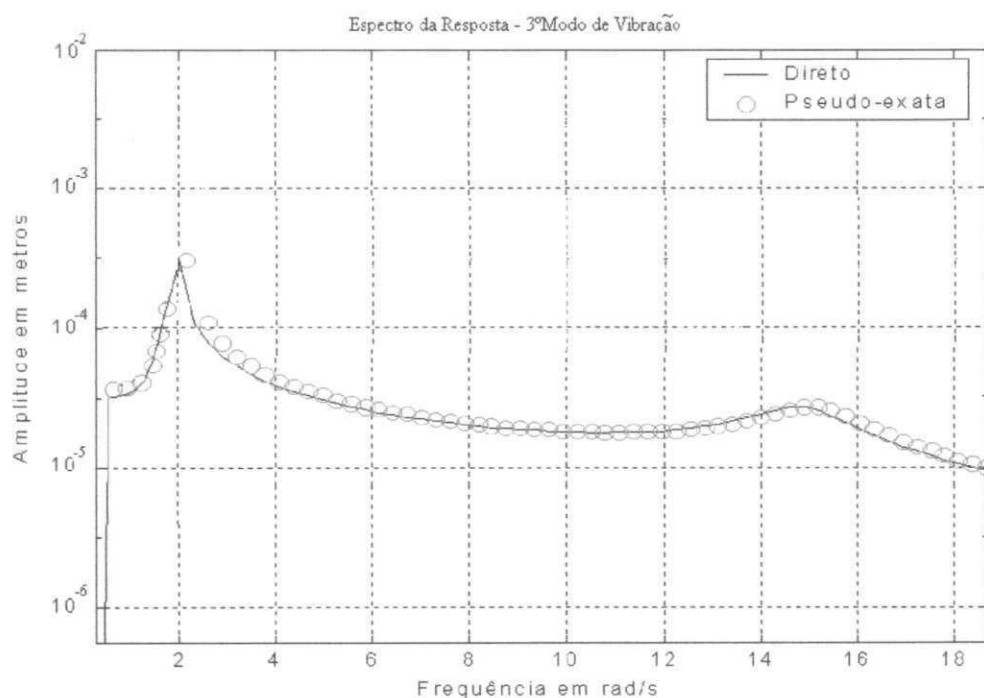


Figura 4.6.6 - Espectro de Resposta no Sentido Transversal

A partir dos espectros das respostas, torna-se pertinente o estudo do primeiro modo de vibração, pois este modo de vibração indica que o veículo alcança a região da ressonância antes que os outros modos a atinjam, pois esta, é uma região crítica de projetos estruturais, podendo acarretar rompimento da mesma.

4.7 Conclusão

Foi apresentado neste capítulo os resultados e discussões do sistema de suspensão veicular do minibaja, analisado sob dois aspectos: o primeiro representado por um grau de liberdade com o veículo em movimento uniformemente variado e o segundo representado por três graus de liberdade com o veículo parado. Com a simulação da primeira análise, foi verificado para o perfil de onda cossenoidal, os deslocamentos verticais, bem como seus respectivos espectros de frequência, as acelerações verticais da carroceria e as forças verticais transmitidas ao veículo. Nesta simulação pôde ser observada, a importância que se deve dar ao comprimento de onda do perfil da estrada. Já para a segunda análise foi observada a alternância entre as amplitudes de vibração dos modos vertical, longitudinal e transversal, porém os modos de vibração que representam maiores cuidados são o vertical e cônico (longitudinal) devido ao ângulo de inclinação ao plano horizontal que é posicionado no centro de gravidade. Desta forma fica claro a cautela que se deve tomar ao projetar um veículo, para que o mesmo não trabalhe em situação de risco estrutural, ou seja, evitar vibrações excessivas no sentido vertical e posteriormente no sentido longitudinal.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÃO GERAL

5.1 Conclusão

Após desenvolver-se neste trabalho um resgate bibliográfico de conceitos básicos, temas atuais e afins à área de pesquisa em fontes especializadas, foram definidos os modelos matemáticos e físicos para este estudo, que consiste em um sistema de suspensão veicular do minibaja sendo analisado para um grau de liberdade e posteriormente para três graus de liberdade. Depois de obtidos e analisados os resultados chegam-se às seguintes conclusões:

Sistema com um grau de liberdade:

- Verificou-se que para os deslocamentos verticais da carroceria, Figuras 4.3.1 – 4.3.3, que com o aumento do comprimento de onda, diminuem os deslocamentos na carroceria, onde atingem o valor máximo para os respectivos comprimentos, por volta de: $0.256m$, $0.236m$ e $0.200m$.

- Verificou-se que, para as acelerações verticais da carroceria, Figuras 4.4.1 – 4.4.3 com o aumento do comprimento de onda, diminuem as acelerações verticais da carroceria, onde atingem o valor máximo para os respectivos comprimentos de onda, por volta de: $54,481m/s^2$, $48,182m/s^2$ e $12,915m/s^2$.
- Ao se analisar as forças verticais transmitidas à carroceria, Tabela 4.4.2, pôde ser verificado que para o comprimento de onda menor a força que a carroceria recebe é de 5,54 vezes a do peso do veículo.
- Analisando o comportamento da velocidade crítica do veículo ao longo do perfil da estrada cossenoidal, verifica-se que aumenta de acordo com o comprimento de onda, chegando a atingir os respectivos valores máximos, por volta de: $9,214 km/h$, $17,524 km/h$ e $35,914 km/h$.

Desta forma, variando-se o comprimento de onda da estrada e mantendo fixa a amplitude inicial da estrada, o veículo ou piloto poderão falhar em serviço, caso algumas dessas situações aproximem-se da região de ressonância, ou seja, o piloto pode perder o controle do veículo ou a própria estrutura quebrar, devido aos deslocamentos verticais da carroceria, acelerações verticais da carroceria e as forças verticais que a estrutura é submetida ao longo da competição ou testes de campo.

Sistema com três graus de liberdade:

- Apresentou-se que a vibração no sentido vertical vibra mais intensamente que nos sentidos cônico roll (longitudinal) e cônico pitch (transversal), e de acordo com os espectros de frequências, observou-se que as maiores amplitudes ocorrem na faixa de frequência, de 1 a 2,5 rad/s, isto significa que a frequência de ressonância situa-se nessa faixa.
- Deve-se então aprimorar o sistema, para que trabalhe fora dessa faixa de frequência, pois esta poderá danificar os equipamentos, logo, a análise dinâmica de sistemas mecânicos é de grande importância, principalmente conhecendo-se as frequências naturais do sistema, a fim de se controlar e monitorar as vibrações indesejadas que danifiquem sua estrutura.

Um fator importante que deve ser salientado é a comparação dos modelos matemáticos utilizados neste trabalho, onde para a análise com um grau de liberdade aplicou-se o método de Newton e com três graus de liberdade aplicou-se o uso de coordenadas generalizadas, equação de Lagrange. Para o método de Newton, obteve-se uma frequência natural de 18,57 rad/s, enquanto que para Lagrange obteve-se, somando as respectivas frequências naturais o valor de 18,29 rad/s comprovando a veracidade dos dois métodos utilizados, com um erro de aproximadamente de 1,51%, o que ressalta a boa utilização desses métodos para análise do comportamento da suspensão veicular do minibaja.

Desta forma, as contribuições deste trabalho são: mostrar a utilidade e importância do critério proposto por Oliveira, para simulação e amostragem eficiente das curvas de resposta em frequência de sistemas mecânicos; mostrar que se pode utilizar um sinal de excitação sintetizado (Schroeder) como fonte de excitação externa; mostrar a necessidade de utilizações práticas deste trabalho no auxílio ao comportamento dinâmico de estruturas veiculares, e através do monitoramento de suas condições de uso prever e diagnosticar possíveis quebras indesejáveis estruturais.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

São infundáveis as melhorias num projeto deste tipo. Algum dos pontos mais suscetíveis de aperfeiçoamento é fazer uma análise mais profunda do comportamento dinâmico e vibratório da suspensão veicular com a junção de mais dois graus de liberdade.

O primeiro é o modo de vibração no sentido longitudinal e o outro no sentido transversal, o que possibilitaria ao pesquisador saber o comportamento dos movimentos do veículo, para frente e para trás e da esquerda para direita em movimento.

Com a inclusão a mais desses graus de liberdade, pode-se verificar o comportamento dinâmico no instante da aceleração em trajetórias curvas e no momento de frenagem, utilizando os modelos matemáticos tratados neste trabalho como os primeiros passos para esta análise.

Pode-se também engajar esta idéia, e adequar este estudo a outros tipos de sistemas mecânicos vibratórios.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, M.T., **Vibrações Mecânicas para Engenheiros**, Editora Edgar Blücher LTDA., São Paulo, SP., 1987.

BAJA 2001. **Competição SAE Brasil de Mini-bajas 2001**. *Desenvolvido pela SAE Brasil*. Disponível em:<<http://www.saebrasil.org.br/eventos/baja2001>>. Acesso em: 15 janeiro de 2001.

AQUINO, A. S., **Análise do Comportamento Dinâmico e Vibratório de Sistemas de Suspensão Passiva e Ativa**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) 80p. Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal de Campina Grande, 2002.

BARBIERI, N.; ZAMPIERI, D. E., **Análise de comportamento dinâmico de um veículo automotivo através da excitação dos seus principais modos de vibrar**, XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, São Paulo – SP, 1991.

BISHOP, R. E. D., **Vibration**, São Carlos – SP, 1979.

BOYCE, W. E.; DI PRIMA, R. C., **Equações Diferenciais Elementares Problemas de Valores de Contorno**, Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1994.

BURROWS, C. R.; STANAY, R. A., **Coherent Strategy for Estimating Linearized Oil-filme Coefficients**, Proc. R. Soc., A370, pp. 890-105, 1980.

CAVALLO, Alberto; SETOLA, Roberto; VASCA, Francisco. **Using MATLAB**. Prentice-Hall Europe. London – 1996.

COELHO, M.P.; HANSEN, B.L. **Manutenção Mecânica por Análise de Vibrações**. Recife – 1988.

CHONDROS, T.G.; BELOKAS, P.A. **Vehicle Dynamics Simulation and Suspension System Design**. Society of Automotive Engineers, Warrendale, 1997.

HANSELMAN, Duane; LITTEFIELD, Bruce. **MATLAB 5 – Versão do Estudante**. Makron Books. São Paulo – 1999.

JANEWAY, R. N., **Comprehensive Graph for the collection of noise and Vibration Data**. Aviation Medicine Magazine, 1984.

KHARUL, R. V.; RANADE, N. S. **Field Measurement of Suspension Parameters Using Strain Measurement Techniques as Applied to Two Wheeler.** Society of Automotive Engineers, Ins. Paper 990095, 1999.

LALANE, M., At. Al., **Mechanical Vibrations for Engineers**, New York, 1984.

McCALLION, H, **Vibration of Linear Mechanical Systems.** Longman Group. London, 1975.

MEIROVITCH, L., **Elements of Vibration Analysis**, McGraw-Hill, Série International Student, New York, 1975.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de Controle Moderno.** Prentice-Hall do Brasil. Rio de Janeiro – 1997.

OLIVEIRA, N.V., **Conjunção de um critério utilizando o Teorema de Nyquist para Simulação Dinâmica de Sistemas Mecânicos**, XIV COBEM, COB 964, pp 171, Bauru – SP,1997.

OLIVEIRA, N. V.; ARRUDA, J. R. F., **Identificação dos Coeficientes de Rigidez e Amortecimento de Mancal Hidrodinâmico**, IX COBEM. Florianópolis – SC,; 709-711, Dez. 1987.

OLIVEIRA, N. V., **Formulação genérica e verificação de um método para a simulação e identificação de sistemas mecânicos no domínio da frequência**, CONEM 2000.

PARAIBA, **Projeto Mini Baja 2000. Desenvolvido pela Universidade Federal da Paraíba**. Disponível em:<<http://www.dem.ufpb.br/baja>>. Acesso em: 05 de abril de 2001.

PEDERIVA, R., “**Identificação de Sistemas Mecânicos no Domínio do Tempo: Alguns Aspectos Práticos**”, Dissertação de Mestrado, UNICAMP – SP, 1983.

RICARDO, O. G.; “**Introdução à Resistência dos Materiais**”. Universidade Estadual de Campinas. São Paulo – 1977.

SANTIAGO, D. F. A. **Avaliação de Fontes de Perturbações Síncronas e Assíncronas na Obtenção das Respostas em Frequência de Sistemas Dinâmicos Rotativos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) 108p. Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, Campina Grande, 1999.

SETO, W. W., **Vibrações Mecânicas**, Editora McGraw-Hill do Brasil Ltda, Rio de Janeiro, 1971.

SHIGLEY, J. E., **Dinâmicas das Máquinas**, Editora Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 1969.

SCHROEDER, M.R, **Synthesis of Low–Peak Factor Signals and Binary Sequences with Low Auto-correlation**, IEEE, Transactions on Information and Theory, pp. 85 - 89, Jan 1970.

SILVA, J. C., B., **Análise das Vibrações e Identificação Paramétrica em Tratores de Pneus Agrícolas**, Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) 80p. Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências e Tecnologia, Universidade Federal da Paraíba, Campina Grande, 1999.

THOMPSON, W., T, **Teoria da Vibração com Aplicações**, Interciência, Rio de Janeiro – RJ, 1978.

APÊNDICE A

PROGRAMAS COMPUTACIONAIS DA SUSPENSÃO

VEICULAR DO MINIBAJA

Anexo 1-A a 25-A

```

=====
% UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
% CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
% DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
% PROJETO DE PESQUISA DE MESTRADO
% TÍTULO DO PROJETO: ANÁLISE do Comportamento Dinâmico
Vibratório da
% Suspensão de um veículo de pequeno porte "Mini-Baja".
% Sistema de um grau de liberdade
% PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS
% Nome do programa: DISSERTLUCIO
%
=====
% ##### PROGRAMAÇÃO NO AMBIENTE MATLAB #####
% ***** ENTRADA DE DADOS *****
% NOME DO PROGRAMA:
clear all
close all
tic
%M=input('Massa do veículo [Kg], M=')
M=184;
%C=input('Coeficiente de amortecimento da suspensão dianteira
e traseira [N.s/m^2], C=')
C=2*50*(cos(23.96*2*pi/360))^2+2*150*(cos(22.27*2*pi/360))^2;
%K=input('Coeficiente de rigidez da suspensão dianteira e
traseira [N/m], K=')
K=2*18800*(cos(23.96*2*pi/360))^2+2*18800*(cos(22.27*2*pi/360
))^2;
%L=input('Comprimento de onda, L=')
L=1.689;
%Acel=input('Aceleração constante, Acel=')
Acel=3.71;
%Ao=input('Amplitude inicial do perfil da
estrada,Ao=')PIB1GLAMPVA1
Ao=.1;
%fb=input('Frequência de Nyquist, fb>=2, fb=')
fb=2.5;
N=input('Número de pontos a gerar o vetor deslocamento,N=')
%N=256;
Npi=N/2;
%***** MEMORIAL DE CÁLCULOS *****
%* Considerando o veículo se deslocando com movimento variado
Ceq=C;
Keq=K;
%Vin=Vo; % Velocidade em m/s
Wn=sqrt(Keq/M);
Cc=2*M*Wn;

```

```

famort=Ceq/Cc;
dt=((2*pi)/(N*Wn*fb))*Npi;
Vo=(L*Wn*fb)/(2*pi*Npi);% Velocidade em m/s

%** Considerando o Veículo se Deslocando a Variável *****
Np=input('Número para variação da amplitude da estrada, Np=')
%Np=3;
for jj=1:Np;
    A(jj)=jj*Ao;
    for i=1:N,
        Zcsh(i,jj)=0;
        Zc(i,jj)=0;
        for j=1:(N/2-1),
            fi=(j.^2/N);
            while fi >= 2,
                fi=fi-2;
            end;
            if (fi < 1),
                fi=0;
            end;
            if (fi >= 1),
                fi=1;
            end;
            Bnsh=(1- 2*fi)*A(jj);
            Bn=A(jj)*rand;
            V(j,jj)=Vo*j;%+Acel*dt*j;***
            W(j,jj)=(2*pi*V(j,jj))/L;
            % Cálculo dos ângulos de fase: Alfa e psi
            % DETERMINAÇÃO DA AMPLITUDE MÁXIMA
            alfa(j,jj)=atan((4*pi*V(j,jj)*famort)/(Wn*L));
            aux1(j,jj)=(2*famort*W(j,jj))/Wn;
            aux2(j,jj)=1-(W(j,jj)/Wn).^2;
            psi(j,jj)=atan(aux1(j,jj)/aux2(j,jj));
            r(j,jj)=W(j,jj)/Wn;
            aux3(j,jj)=1+(2*famort*r(j,jj)).^2;
            aux4(j,jj)=A(jj)*sqrt(aux3(j,jj));
            aux5(j,jj)=sqrt((aux2(j,jj)).^2+(aux1(j,jj)).^2);
            Xc(j,jj)=aux4(j,jj)/aux5(j,jj); % Espectro da resposta
            %RESPOSTA EM DESLOCAMENTO NO TEMPO: Perfil Schoeder
            Zcsh(i,jj)=Zcsh(i,jj)+Bnsh*Xc(j,jj)*cos(W(j,jj)*(i)*dt-
            alfa(j,jj)-psi(j,jj));
            Zch(i,jj)=Zcsh(i,jj);
            %RESPOSTA EM DESLOCAMENTO NO TEMPO: Perfil cossenoidal
            Zc(i,jj)=Zc(i,jj)+Bn*Xc(j,jj)*cos(W(j,jj)*(i-1)*dt-
            alfa(j,jj)-psi(j,jj));
            t(i)=dt*(i-1);
            We(j)=W(j,jj);

```

```

Zc1(i,jj)=Zc(i,jj);
end;
    end;
for i=1:N/2-1;
    Vkh(i,jj)=V(i,jj)*3.6;
end;
% ESPECTRO DA RESPOSTA: Perfil Schoeder: /Cossenoidal
Zfch=fft(Zch);
for i=1:N/2-1;
    Zrch(i,jj)=real(Zfch(i,jj));
    Zich(i,jj)=imag(Zfch(i,jj));
end;
for i=1:N/2-1;
    Zcch(i,jj)=sqrt(Zrch(i,jj).^2+Zich(i,jj).^2);
    end;
% ESPECTRO DA RESPOSTA: Perfil: Cossenoidal
Zfc=fft(Zc1);
for i=1:N/2-1;
    Zrc(i,jj)=real(Zfc(i,jj));
    Zic(i,jj)=imag(Zfc(i,jj));
end;
for i=1:N/2-1;
    Zcc(i,jj)=sqrt(Zrc(i,jj).^2+Zic(i,jj).^2);
    end;
    end;
% ***** SAÍDAS GRÁFICAS *****
% *** Perfil Schoeder: /Cossenoidal *****
figure(1)
plot(Zch,'k')
grid on
title('Perfil da estrada:Schoeder')
xlabel('Tempo em segundos')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Cossenoidal',0)

figure(2)
plot(We,Zcch)
grid on
title('Espectro da resposta')
xlabel('Frequência rad/s')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Schoeder Cossenoidal',0)
toc
% ***** THE END *****

```

```

%
=====
=====
% UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
% CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
% DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
% PROJETO DE PESQUISA DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA
% Dissertação:Lúcio
% PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS
% Nome do programa: PIB1GLAMPVA
%
=====
=====
% ##### PROGRAMAÇÃO NO AMBIENTE MATLAB
#####
% ***** ENTRADA DE DADOS
*****

clear all
close all
tic
%M1=input('Massa do veículo [Kg], M1=')
M1=129;
%M2=input('Massa do piloto [Kg], M2=')
M2=55;
%M=input('Massa do conjunto veículo e piloto [Kg], M=')
M=M1+M2;
%C=input('Coeficiente de amortecimento da suspensão dianteira
e traseira [N.s/m^2], C=')
C=2*50*(cos(23.96*2*pi/360))^2+2*150*(cos(23.96*2*pi/360))^2;
%K=input('Coeficiente de rigidez da suspensão dianteira e
traseira [N/m], K=')
K=2*18800*(cos(23.96*2*pi/360))^2+2*18800*(cos(22.27*2*pi/360
))^2;
%L=input('Comprimento de onda, L=')
L=1.689;
%Acel=input('Aceleração constante, Acel=')
Acel=3.71;
%A=input('Amplitude inicial do perfil da estrada,Ao=')
Ao=0.1;
%fb=input('Frequência de Nyquist, fb>=2, fb=')
fb=2.5;
%N=input('Número de pontos a gerar o vetor deslocamento,N=')
N=256;
Npi=N/2;
%***** MEMORIAL DE CÁLCULOS
*****

```

```

%* Considerando o veículo se deslocando com movimento
variado*****
Ceq=C;
Keq=K;
%Vin=Vo; % Velocidade em m/s
Wn=sqrt(Keq/M);
Cc=2*M*Wn;
famort=Ceq/Cc;
Wd=sqrt(1-famort^2)*Wn;
dt=((2*pi)/(N*Wd*fb))*Npi;
Vo=(L*Wd*fb)/(2*pi*Npi); % Velocidade em m/s
%***** Considerando o Veículo se Deslocando a
Variável *****
Np=input('Número para variação da amplitude da estrada, Np=')
%Np=3;
for jj=1:Np;
    A(jj)=jj*Ao;
    for i=1:N,
        Zc(i,jj)=0;
        for j=1:(N/2-1),
            fi=(j.^2/N);
            while fi >= 2,
                fi=fi-2;
            end;
            if (fi < 1),
                fi=0;
            end;
            if (fi >= 1),
                fi=1;
            end;
            Bn=(1- 2*fi)*A(jj);
            V(i,jj)=Vo+Acel*i*dt;
            W(i,jj)=(2*pi*V(i,jj))/L;
            % Cálculo dos ângulos de fase: Alfa e psi
            alfa(i,jj)=atan((4*pi*V(i,jj)*famort)/(Wd*L));
            aux1(i,jj)=(2*famort*W(i,jj))/Wd;
            aux2(i,jj)=1-(W(i,jj)/Wd).^2;
            psi(i,jj)=atan(aux1(i,jj)/aux2(i,jj));
            r(i,jj)=W(i,jj)/Wd;
            aux3(i,jj)=1+(2*famort*r(i,jj)).^2;
            aux4(i,jj)=A(jj)*sqrt(aux3(i,jj));
            aux5(i,jj)=sqrt((aux2(i,jj)).^2+(aux1(i,jj)).^2);
            % DETERMINAÇÃO DA AMPLITUDE MÁXIMA
            Xc(i,jj)=aux4(i,jj)/aux5(i,jj); % Espectro da resposta
            %RESPOSTA EM DESLOCAMENTO NO TEMPO
            Zc(i,jj)=Zc(i,jj)+Bn*Xc(i,jj)*cos(W(i,jj)*i*dt-alfa(i,jj)-
            psi(i,jj));

```

```

end;
end;
for i=1:N;
    t(i,jj)=i*dt;
    Atvc(i,jj)=-W(i,jj).^2*Zc(i,jj); % Aceleração vertical na
carroceria
    Ftvc(i,jj)=-M*Atvc(i,jj); % Força na vertical
end;
for i=1:L;
    Atv(i,jj)=fft(Atvs(i,jj)); % Espectro da Aceleração da
carroceria
end;
for i=1:N;
Atr(i,jj)=real(Atv(i,jj));
Ati(i,jj)=imag(Atv(i,jj));
Atvesp(i,jj)=sqrt(Atr(i,jj).^2+Ati(i,jj).^2);
end;
% ***** SAÍDAS GRÁFICAS
*****
for i=1:N;
    Vkh(i,jj)=V(i,jj)*3.6;
end;
end;

% ***** RESULTADOS GRÁFICOS NO TEMPO
*****

figure(1)
mesh(Vkh,Zc,t)
colormap(hsv)
%axis([min(Vkh) max(Vkh) min(Zc) max(Zc) min(t) max(t)])
colorbar
grid on
title('Resposta no tempo')
xlabel('Velocidade em Km/h')
ylabel('Amplitude em metros')
zlabel('Tempo em segundos ')
legend('Estrada cossenoidal',0)
%
.....
figure(2)
mesh(Vkh,W,Xc)
colormap(hsv)
%axis([min(Vkh) max(Vkh) min(Xc) max(Xc) min(W) max(W)])
colorbar
grid on

```



```

title('Espectro da resposta')
xlabel('Velocidade em Km/h')
ylabel('Frequência em rad/s')
zlabel('Amplitude em metros')
legend('Estrada cossenoidal',0);

```

```

.....
figure(3)
mesh(Vkh,Atvc,W)
colormap(hsv)
%axis([min(Vkh) max(Vkh) min(Atvc) max(Atvc) min(W) max(W)])
colorbar
grid on
title('Aceleração vertical')
xlabel('Velocidade em Km/h')
ylabel('Amplitude em m/s^2')
zlabel('Frequência em rad/s')
legend('Estrada cossenoidal',0)

```

```

.....
figure(4)
mesh(Vkh,Ftvc,W)
colormap(hsv)
%axis([min(Vkh) max(Vkh) min(Ftvc) max(Ftvc) min(W) max(W)])
colorbar
grid on
title('Força transmitida ao veículo')
xlabel('Velocidade em Km/h')
ylabel('Amplitude em Newton')
zlabel('Frequência em rad/s')
legend('Estrada cossenoidal',0);

```

```

toc

```

```

% ***** THE END *****

```

```

% =====
% UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
% CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
% PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
% TÍTULO DA DISSERTAÇÃO: Análise Dinâmica e Vibratória de
Suspensão de um Veículo de
% um Pequeno Porte "Minibaja".
% ORIENTADOR: NATANAEL VICTOR DE OLIVEIRA, Dr.
% MESTRANDO: Lúcio Stefano Valenca de Souza
% =====
% PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DE SISTEMAS MECÂNICOS
% PROGRAMA DECODIFICADO POR: SOUZA, L.S.V.
% NOME DO PROGRAMA: BJIPTresgl.m

% Utiliza-se Resposta em Frenquência - Solução Exata e
Método-Direto
% PARA SISTEMAS COM n-th graus de liberdade
% Gera sinal de excitação no tempo
% Determina-se os autovalores (Frequências Naturais), a partir
da montagem da
% matris de estado.

% Escolhe-se a maior frequência, isto
é,  $W_{nmax} = \max(\sqrt{d}) \dots (?)$ , a partir do cálculo
% cálculo das frequências naturais amortecidas.
% Escolhe-se a maior frequência de tal forma que a frequência
de amostragem
% seja no mínimo duas vezes igual ou maior do que a maior
frequência contida
% no sinal (Frequência de Nyquist).

% FORMULATION BY METHOD: OLIVEIRA, N.V. "PAPER COB962-CD-
COBEM DEZ/1997"
%
%
% TRÊS GRAUS DE LIBERDADE
%
% ( SOLUÇÃO DOMÍNIO COMPLEXO )
% EXATA NO TEMPO
% =====
% ##### PROGRAMAÇÃO NO AMBIENTE MATLAB #####
% ***** ENTRADA DE DADOS *****

clear all

```

```

tic
%a=input('Distância [m] do C.G ao eixo dianteiro, a=')
a=.876;
%b=input('Distância [m] do C.G ao eixo traseiro, b=')
b=.813;
%c=input('Distância [m] do C.G ao pneu dianteiro e traseiro
do lado esquerdo, c=')
c=.577;
%d=input('Distância [m] do C.G ao pneu dianteiro e traseiro
do lado direito, d=')
d=.577;
% c e d, são valores medidos na direção transversal do
veículo
%M1=input('Massa do veículo [Kg], M1=')
M1=184;
%M2=input('Momento de inércia de massa - longitudinal
[Kgf.m.s^2], M2=') % M2=Iteta
M2=3400;
%M3=input('Momento de inércia de massa - transversal
[Kgf.m.s^2], M3=') % M3=Ifi
M3=7500;
%Cd=input('Coeficiente de amortecimento da suspensão
dianteira [N.s/m^2], Cd=')
Cd=50;
%Ct=input('Coeficiente de amortecimento da suspensão traseira
[N.s/m^2], Ct=')
Ct=150;
% Onde Cd e Ct, respectivamente, são valores para ambos os
amortecedores dianteiros
% e traseiros
%K=input('Coeficiente de rigidez da suspensão dianteira e
traseira [N/m], K=')
K=18800;
% O valor de K será o mesmo para ambos os absorvedores
(dianteiros e traseiros)
%alfa=input('Ângulo da suspensão dianteira com a vertical em
graus, alfa=')
alfa=23.96;
%beta=input('Ângulo da suspensão traseira com a vertical em
graus, beta=')
beta=22.27;
%***** MEMORIAL DE CÁLCULOS *****

alfar=(2*pi*alfa)/360; % ângulo em radianos
betar=(2*pi*beta)/360; % ângulo em radianos
K1=K*(cos(alfa))^2;
K2=K1;

```

```

K3=K*(cos(beta))^2;
K4=K3;
C1=Cd*(cos(alfa))^2;
C2=C1;
C3=Ct*(cos(beta))^2;
C4=C3;

% ['MATRIZ DE MASSA DO SISTEMA']

M11=M1;    M12=0;    M13=0;
M21=0;    M22=M2;    M23=0;
M31=0;    M32=0;    M33=M3;

MM=[M11 M12 M13;M21 M22 M23;M31 M32 M33];

% ['MATRIZ DE AMORTECIMENTO DO SISTEMA']

C11=(C1+C2+C3+C4);
C12=(a*C1+a*C2-b*C3-b*C4);
C13=(d*C1-c*C2+d*C3-c*C4);
C21=C12;
C22=(a^2*C1+a^2*C2+b^2*C3+b^2*C4);
C23=(a*d*C1-a*c*C2-b*d*C3+b*c*C4);
C31=C13;
C32=C23;
C33=(d^2*C1+c^2*C2+d^2*C3+c^2*C4);

MA=[C11 C12 C13;C21 C22 C23;C31 C32 C33];

% ['MATRIZ DE RIGIDEZ DO SISTEMA']

K11=(K1+K2+K3+K4);
K12=(a*K1+a*K2-b*K3-b*K4);
K13=(d*K1-c*K2+d*K3-c*K4);
K21=K12;
K22=(a^2*K1+a^2*K2+b^2*K3+b^2*K4);
K23=(a*d*K1-a*c*K2-b*d*K3+b*c*K4);
K31=K13;
K32=K23;
K33=(d^2*K1+c^2*K2+d^2*K3+c^2*K4);

MR=[K11 K12 K13;K21 K22 K23;K31 K32 K33];

MI=inv(MM); % matriz inversa de MM
KK1=MI*MR;
CC1=MI*MA;

```

```
('MONTAGEM DA MATRIZ DE ESTADO PARA O CÁLCULO DOS AUTO-
VALORES');
```

```
A11=0;      A12=0;      A13=0;      A14=1;      A15=0;      A16=0;
A21=0;      A22=0;      A23=0;      A24=0;      A25=1;      A26=0;
A31=0;      A32=0;      A33=0;      A34=0;      A35=0;      A36=1;
A41=-K11/M11; A42=-K12/M11; A43=-K13/M11; A44=-C11/M11;
A45=-C12/M11; A46=-C13/M11;
A51=-K21/M22; A52=-K22/M22; A53=-K23/M22; A54=-C21/M22;
A55=-C22/M22; A56=-C23/M22;
A61=-K31/M33; A62=-K32/M33; A63=-K33/M33; A64=-C31/M33;
A65=-C32/M33; A66=-C33/M33;
```

```
ME=[A11 A12 A13 A14 A15 A16; A21 A22 A23 A24 A25 A26;
     A31 A32 A33 A34 A35 A36; A41 A42 A43 A44 A45 A46;
     A51 A52 A53 A54 A55 A56; A61 A62 A63 A64 A65 A66];
```

```
D=eig(ME)
d=imag(D);
Wna=max(d);
Wnamax=Wna;
Mi=inv(MM);
H=Mi*MR;
d1=eig(H);
Wn1=sqrt(d1)
Wn=max(Wn1);
Wnmax=Wn
```

```
pause
```

```
N=input('NÚMERO DE PONTOS A GERAR N=')
Npi=N/2; % para variar o intervalo de amostragem
%fb=input('fb>=2, para ajustar a frequencia de Nyquist,
fb=')
fb=2.5
```

```
FO=.8 % AMPLITUDE DA FORÇA DE EXCITAÇÃO
```

```
Dt=((2*pi)/(N*Wnmax*fb))*Npi;
```

```
Wo=2*pi/(N*Dt)
```

```
WO=Wo;
```

```
%*****
```

```
%
```

```
GERANDO O SINAL DE EXCITAÇÃO E SOLUÇÃO EXATA
```

```
%*****
```

```
for i=1:N/2-1;
```

```
We(i)=i*Wo;
```

```
end;
```

```
for n=1:N;
```

```
Xx(n)=0;
```

```
Yy(n)=0;
```

```

Zz(n)=0;
Yt(n)=0;
for j=1:(N/2-1),
fi=(j.^2/N);
while fi >= 2,
fi=fi-2;
end;
if (fi < 1),
fi=0;
end;
if (fi >= 1),
fi=1;
end;
Bnx=(1-2*fi)*FO; % ***** RUIDO NA EXCITAÇÃO
*****
ii=sqrt(-1);
% a(j)=K11-M11*We(j).^2+(We(j)*C11)*ii;
% b(j)=K12+(We(j)*C12)*ii;
% c(j)=K13+(We(j)*C13)*ii;
% d(j)=K21+(We(j)*C21)*ii;
% e1(j)=K22-M22*We(j).^2+(We(j)*C22)*ii;
% f(j)=K23+(We(j)*C23)*ii;
% g(j)=K31+(We(j)*C31)*ii;
% h(j)=K32+(We(j)*C32)*ii;
% L(j)=K33-M33*We(j).^2+(We(j)*C33)*ii;
% Mat=[a(j) b(j) c(j);d(j) e1(j) f(j);g(j) h(j) L(j)];
Mat=MR-MM*We(j).^2+ii*MA*We(j);
Matcomplex=Mat;
Vet=[Bnx 0 0]';
% Vet=[0 Bnx 0]';
% Vet=[0 0 Bnx]';
% Excitação na três direções
% Vet=[Bnx Bnx Bnx]';

Xresult=Matcomplex\Vet;
X(j)=Xresult(1,1);
% *****
Y(j)=Xresult(2,1);
% *****
Z(j)=Xresult(3,1);
% *****
tetx(j)=angle(X(j));
Hx(j)=abs(X(j));
% *****
tety(j)=angle(Y(j));
Hy(j)=abs(Y(j));
% *****

```

```

tetz(j)=angle(Z(j));
Hz(j)=abs(Z(j));
%*****
Xx(n)=Xx(n)+Hx(j)*cos(j*WO*(n-1)*Dt+tetx(j));
Yy(n)=Yy(n)+Hy(j)*cos(j*WO*(n-1)*Dt+tety(j));
Zz(n)=Zz(n)+Hz(j)*cos(j*WO*(n-1)*Dt+tetz(j));
Yt(n)=Yt(n)+Bnx*cos(j*Wo*(n-1)*Dt);
    end;
    end;

for i=1:N,
    t(i)=i*Dt;
    end;
%*****
%          calcula a transformada de Fourier do Sinal de
Excitação

    for i=1:N,
        Fe(i)=Yt(i);
        W(i)=i*Wo;
    end;

Fxx=fft(Fe);

    for i=1:N/2-1,
        Fxt(i)=Fxx(i);          % Espectro do Sinal de Excitação
(Domínio da Frequência)
        Wx(i)=W(i);
        We(i)=i*Wo;
    end;
%*****

    for i=1:N/2-1;
        Fxr(i)=real(Fxt(i));
        Fxi(i)=imag(Fxt(i));
                                Fyr(i)=real(Fxt(i));
                                Fyi(i)=imag(Fxt(i));

Fzr(i)=real(Fxt(i));

Fzi(i)=imag(Fxt(i));
    end;
%.....
    for i=1:N/2-1;
        Fr1(i)=Fxr(i);
        Fil(i)=Fxi(i);
                                Fr2(i)=Fyr(i);

```

```

                                Fi2(i)=Fyi(i);
Fr3(i)=Fzr(i);
Fi3(i)=Fzi(i);
end;
.....
for j=1:N/2-1,
    A11=K11-M11*(j*Wo).^2;
    A12=-C11*(j*Wo);
    A13=K12;
    A14=-C12*(j*Wo);
    A15=K13;
    A16=-C13*(j*Wo);
                                A21=C11*(j*Wo);
                                A22=K11-M11*(j*Wo).^2;
                                A23=C12*(j*Wo);
                                A24=K12;
                                A25=C13*(j*Wo);
                                A26=K13;

    A31=K21;
    A32=-C21*(j*Wo);
    A33=K22-M22*(j*Wo).^2;
    A34=-C22*(j*Wo);
    A35=K23;
    A36=-C23*(j*Wo);
                                A41=C21*(j*Wo);
                                A42=K21;
                                A43=C22*(j*Wo);
                                A44=K22-M22*(j*Wo).^2;
                                A45=C23*(j*Wo);
                                A46=K23;

    A51=K31;
    A52=-C31*(j*Wo);
    A53=K32;
    A54=-C32*(j*Wo);
    A55=K33-M33*(j*Wo).^2;
    A56=-C33*(j*Wo);
                                A61=C31*(j*Wo);
                                A62=K31;
                                A63=C32*(j*Wo);
                                A64=K32;
                                A65=C33*(j*Wo);
                                A66=K33-M33*(j*Wo).^2;

B=[A11 A12 A13 A14 A15 A16; A21 A22 A23 A24 A25 A26;
   A31 A32 A33 A34 A35 A36; A41 A42 A43 A44 A45 A46;
   A51 A52 A53 A54 A55 A56; A61 A62 A63 A64 A65 A66];

```



```

%
% [A] BALANCE [B]
%
% A=balance(B);
%
% Fel=[Fr1(j); Fil(j); Fr2(j); Fi2(j); Fr3(j);
% Fi3(j)];
% Fel=[Fr1(j);Fil(j);0;0;0;0];
% Fel=[ 0; 0; Fr2(j); Fi2(j); 0; 0];
% Fel=[ 0; 0; 0; 0; Fr3(j); Fi3(j)];
% Fel=[ Fr1(j); Fil(j); 0; 0; Fr3(j); Fi3(j)];
% Fel=[ Fr1(j); Fil(j); Fr2(j); Fi2(j); 0; 0];
% Fel=[ 0; 0; Fr2(j); Fi2(j); Fr3(j); Fi3(j)];
%
%.....
% [L1,U]=lu(A); %fatoração LU = multiplicação de duas
matrizes triangulares,
% permutação de uma inferior por outra
superior.
%.....
% AJUSTA A RESPOSTA - RESPOSTA NAS DIREÇÕES X, Y e Z.
%
% Y1=L1\Fel;
% X1=U\Y1;
%
%
% i=1;
% Xr(j)=X1(2*i-1);
% Xi(j)=X1(2*i);
%
% Yr(j)=X1(4*i-1);
% Yi(j)=X1(4*i);
%
% Zr(j)=X1(6*i-1);
% Zi(j)=X1(6*i);
%
% end;
%
% for j=1:N/2-1;
% Rd1(j)=sqrt(Xr(j).^2+Xi(j).^2);
% Rd2(j)=sqrt(Yr(j).^2+Yi(j).^2);
% Rd3(j)=sqrt(Zr(j).^2+Zi(j).^2);
%
% end;
%
%.....
%
% ('[MONTANDO MATRIZES PARA IDENTIFICAÇÃO MÉTODO
DIRETO]')
%
% for ki=1:N/2-1,
% G=1+(ki-1)*2;

```

```

Ax(G,1)= Xr(ki);
Ax(G,2)=-We(ki)*Xi(ki);
Ax(G,3)= Yr(ki);
Ax(G,4)=-We(ki)*Yi(ki);
Ax(G,5)= Zr(ki);
Ax(G,6)=-We(ki)*Zi(ki);

Ax(G+1,1)= Xi(ki);
Ax(G+1,2)= We(ki)*Xr(ki);
Ax(G+1,3)= Yi(ki);
Ax(G+1,4)= We(ki)*Yr(ki);
Ax(G+1,5)= Zi(ki);
Ax(G+1,6)= We(ki)*Zr(ki);

FFx(G,1)=Fxr(ki)+M11*Xr(ki)*We(ki).^2;
FFx(G,2)=Fyr(ki)+M22*Yr(ki)*We(ki).^2;
FFx(G,3)=Fzr(ki)+M33*Zr(ki)*We(ki).^2;

FFx(G+1,1)=Fxi(ki)+M11*Xi(ki)*We(ki).^2;
FFx(G+1,2)=Fyi(ki)+M22*Yi(ki)*We(ki).^2;
FFx(G+1,3)=Fzi(ki)+M33*Zi(ki)*We(ki).^2;

end;
%.....
(['[IDENTIFICANDO MÉTODO DIRETO]'])

%      (['[ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO -
X]'])

Coefx=Ax\FFx;

xKxx=Coefx(1,1);
xCxx=Coefx(2,1);
xKxy=Coefx(3,1);
xCxy=Coefx(4,1);
xKxz=Coefx(5,1);
xCxz=Coefx(6,1);
%      pause
(['[ Erros nos Coeficientes Identificados (Direção -
X]'])

xEKxx=((K11-xKxx)/K11)*100
xEKxy=((K21-xKxy)/K21)*100
xEKxz=((K31-xKxz)/K31)*100
xECxx=((C11-xCxx)/C11)*100
xECxy=((C21-xCxy)/C21)*100

```

```

    xECxz = ((C31-xCxz)/C31)*100
%   pause
% .....
% ('[ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO - Y]')

    xKyx=Coefx(1,2);
    xCyx=Coefx(2,2);
    xKyy=Coefx(3,2);
    xCyy=Coefx(4,2);
    xKyz=Coefx(5,2);
    xCyz=Coefx(6,2);
%   pause
    ('[ Erros nos Coeficientes Identificados (Direção -
Y)]')

    xEKyx = ((K12-xKyx)/K12)*100
    xEKyy = ((K22-xKyy)/K22)*100
    xEKyz = ((K32-xKyz)/K32)*100
    xECyx = ((C12-xCyx)/C12)*100
    xECyy = ((C22-xCyy)/C22)*100
    xECyz = ((C32-xCyz)/C32)*100
%   pause
% .....
% ('[IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO - z]')

    xKzx=Coefx(1,3);
    xCzx=Coefx(2,3);
    xKzy=Coefx(3,3);
    xCzy=Coefx(4,3);
    xKzz=Coefx(5,3);
    xCzz=Coefx(6,3);
%   pause

    ('[Erros nos Coeficientes Identificados (Direção - z)]')

    xEKzx = ((K13-xKzx)/K13)*100
    xEKzy = ((K23-xKzy)/K23)*100
    xEKzz = ((K33-xKzz)/K33)*100
    xECzx = ((C13-xCzx)/C13)*100
    xECzy = ((C23-xCzy)/C23)*100
    xECzz = ((C33-xCzz)/C33)*100
% .....
for i=1:N/2-1;
    Wel(i)=Wo*i;%/(2*pi);
end;

```

```

% *** RESPOSTA NO TEMPO SOLUÇÃO EXATA *****

for j=1:N;
Xresp(j)=Xx(j);
Yresp(j)=Yy(j);
Zresp(j)=Zz(j);
end;

% *****

Xf=fft(Xresp);
Yf=fft(Yresp);
Zf=fft(Zresp);

% *****REAL E
IMAGINARIO*****

for j=1:N/2-1;
Xpcx(j)=real(Xf(j));
Xr1(j)=Xpcx(j);
Xpsx(j)=imag(Xf(j));
Xi1(j)=Xpsx(j);
Ypcy(j)=real(Yf(j));
Yr1(j)=Ypcy(j);
Ypsy(j)=imag(Yf(j));
Yi1(j)=Ypsy(j);
Zpcz(j)=real(Zf(j));
Zr1(j)=Zpcz(j);
Zpsz(j)=imag(Zf(j));
Zi1(j)=Zpsz(j);
Xpfmx(j)=sqrt(Xpcx(j).^2+Xpsx(j).^2);
Ypfmy(j)=sqrt(Ypcy(j).^2+Ypsy(j).^2);
Zpfmz(j)=sqrt(Zpcz(j).^2+Zpsz(j).^2);
Wx(j)=W(j);%(2*pi);
Wy(j)=W(j);%(2*pi);
Wz(j)=W(j);%(2*pi);
end;

% *****
% MONTANDO MATRIZES PARA IDENTIFICAÇÃO SOLUÇÃO
EXATA NO TEMPOSIMULAÇÃO NO TEMPO
% *****

for ki=1:N/2-1,
G=1+(ki-1)*2;
Ax1(G,1)= Xr1(ki);
Ax1(G,2)=-We(ki)*Xi1(ki);
Ax1(G,3)= Yr1(ki);

```

```

Ax1(G,4)=-We(ki)*Yi1(ki);
Ax1(G,5)= Zr1(ki);
Ax1(G,6)=-We(ki)*Zi1(ki);

Ax1(G+1,1)= Xi1(ki);
Ax1(G+1,2)= We(ki)*Xr1(ki);
Ax1(G+1,3)= Yi1(ki);
Ax1(G+1,4)= We(ki)*Yr1(ki);
Ax1(G+1,5)= Zi1(ki);
Ax1(G+1,6)= We(ki)*Zr1(ki);

FFx1(G,1)=Fxr(ki)+M11*Xr1(ki)*We(ki).^2;
FFx1(G,2)=Fyr(ki)+M22*Yr1(ki)*We(ki).^2;
FFx1(G,3)=Fzr(ki)+M33*Zr1(ki)*We(ki).^2;

FFx1(G+1,1)=Fxi(ki)+M11*Xi1(ki)*We(ki).^2;
FFx1(G+1,2)=Fyi(ki)+M22*Yi1(ki)*We(ki).^2;
FFx1(G+1,3)=Fzi(ki)+M33*Zi1(ki)*We(ki).^2;

end;
% .....
% ([ IDENTIFICANDO SOLUÇÃO EXATA ])

% ([ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO - X ])

Coefx1=Ax1\FFx1;

xKxx1=Coefx1(1,1);
xCxx1=Coefx1(2,1);
xKxy1=Coefx1(3,1);
xCxy1=Coefx1(4,1);
xKxz1=Coefx1(5,1);
xCxz1=Coefx1(6,1);
% pause

% ([ Erros nos Coeficientes Identificados (Direção -
X) ])

xEKxx1=((K11-xKxx1)/K11)*100
xEKxy1=((K21-xKxy1)/K21)*100
xEKxz1=((K31-xKxz1)/K31)*100
xECxx1=((C11-xCxx1)/C11)*100
xECxy1=((C21-xCxy1)/C21)*100
xECxz1=((C31-xCxz1)/C31)*100
% pause

```

```

% .....
% ('[ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO - Y]')

xKyx1=Coefx1(1,2);
xCyx1=Coefx1(2,2);
xKyy1=Coefx1(3,2);
xCyy1=Coefx1(4,2);
xKyz1=Coefx1(5,2);
xCyz1=Coefx1(6,2);
%      pause

('[ Erros nos Coeficientes Identificados (Direção -
Y)]')

xEKyx1=((K12-xKyx1)/K12)*100
xEKyy1=((K22-xKyy1)/K22)*100
xEKyz1=((K32-xKyz1)/K32)*100
xECyx1=((C12-xCyx1)/C12)*100
xECyy1=((C22-xCyy1)/C22)*100
xECyz1=((C32-xCyz1)/C32)*100
%      pause

% .....
% ('[ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO - z]')

xKzx1=Coefx1(1,3);
xCzx1=Coefx1(2,3);
xKzy1=Coefx1(3,3);
xCzy1=Coefx1(4,3);
xKzz1=Coefx1(5,3);
xCzz1=Coefx1(6,3);
%      pause

('[Erros nos Coeficientes Identificados (Direção - z)]')

xEKzx1=((K13-xKzx1)/K13)*100
xEKzy1=((K23-xKzy1)/K23)*100
xEKzz1=((K33-xKzz1)/K33)*100
xECzx1=((C13-xCzx1)/C13)*100
xECzy1=((C23-xCzy1)/C23)*100
xECzz1=((C33-xCzz1)/C33)*100

```

```
% MONTANDO MATRIZES PARA IDENTIFICAÇÃO SOLUÇÃO EXATA-
DOMÍNIO COMPLEXO
```

```
*****
```

```
for j=1:N/2-1;
  Xr2(j)=real(X(j));
  Xi2(j)=imag(X(j));
  Yr2(j)=real(Y(j));
  Yi2(j)=imag(Y(j));
  Zr2(j)=real(Z(j));
  Zi2(j)=imag(Z(j));
end;
```

```
% MONTAR SAÍDAS GRÁFICAS NO DOMÍNIO COMPLEXO
```

```
for ki=1:N/2-1,
  G=1+(ki-1)*2;
  Ax2(G,1)= Xr2(ki);
  Ax2(G,2)=-We(ki)*Xi2(ki);
  Ax2(G,3)= Yr2(ki);
  Ax2(G,4)=-We(ki)*Yi2(ki);
  Ax2(G,5)= Zr2(ki);
  Ax2(G,6)=-We(ki)*Zi2(ki);

  Ax2(G+1,1)= Xi2(ki);
  Ax2(G+1,2)= We(ki)*Xr2(ki);
  Ax2(G+1,3)= Yi2(ki);
  Ax2(G+1,4)= We(ki)*Yr2(ki);
  Ax2(G+1,5)= Zi2(ki);
  Ax2(G+1,6)= We(ki)*Zr2(ki);

  FFx2(G,1)=Fxr(ki)+M11*Xr2(ki)*We(ki).^2;
  FFx2(G,2)=Fyr(ki)+M22*Yr2(ki)*We(ki).^2;
  FFx2(G,3)=Fzr(ki)+M33*Zr2(ki)*We(ki).^2;

  FFx2(G+1,1)=Fxi(ki)+M11*Xi2(ki)*We(ki).^2;
  FFx2(G+1,2)=Fyi(ki)+M22*Yi2(ki)*We(ki).^2;
  FFx2(G+1,3)=Fzi(ki)+M33*Zi2(ki)*We(ki).^2;
```

```
end;
```

```
%. . . . .
```

```
( '[IDENTIFICANDO SOLUÇÃO EXATA DOMÍNIO
COMPLEXO]')
```

```
% (' [ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO - X]')
```

```
Coefx2=Ax2\FFx2;
```

```

xKxx2=Coefx2(1,1);
xCxx2=Coefx2(2,1);
xKxy2=Coefx2(3,1);
xCxy2=Coefx2(4,1);
xKxz2=Coefx2(5,1);
xCxz2=Coefx2(6,1);
%      pause

```

```

% ('[ Erros nos Coeficientes Identificados (Direção -
X)]')

```

```

xEKxx2=((K11-xKxx2)/K11)*100
xEKxy2=((K21-xKxy2)/K21)*100
xEKxz2=((K31-xKxz2)/K31)*100
xECxx2=((C11-xCxx2)/C11)*100
xECxy2=((C21-xCxy2)/C21)*100
xECxz2=((C31-xCxz2)/C31)*100
%      pause

```

```

%.....

```

```

% ('[ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO - Y]')

```

```

xKyx2=Coefx2(1,2);
xCyx2=Coefx2(2,2);
xKyy2=Coefx2(3,2);
xCyy2=Coefx2(4,2);
xKyz2=Coefx2(5,2);
xCyz2=Coefx2(6,2);
%      pause

```

```

% ('[ Erros nos Coeficientes Identificados (Direção -
Y)]')

```

```

xEKyx2=((K12-xKyx2)/K12)*100
xEKyy2=((K22-xKyy2)/K22)*100
xEKyz2=((K32-xKyz2)/K32)*100
xECyx2=((C12-xCyx2)/C12)*100
xECyy2=((C22-xCyy2)/C22)*100
xECyz2=((C32-xCyz2)/C32)*100
%      pause

```

```

%.....

```

```

% ('[ IDENTIFICANDO OS COEFICIENTES NA DIREÇÃO -
z]')

```



```

xKzx2=Coefx2(1,3);
xCzx2=Coefx2(2,3);
xKzy2=Coefx2(3,3);
xCzy2=Coefx2(4,3);
xKzz2=Coefx2(5,3);
xCzz2=Coefx2(6,3);
% pause

('[Erros nos Coeficientes Identificados (Direção - z)]')

xEKzx2=((K13-xKzx2)/K13)*100
xEKzy2=((K23-xKzy2)/K23)*100
xEKzz2=((K33-xKzz2)/K33)*100
xECzx2=((C13-xCzx2)/C13)*100
xECzy2=((C23-xCzy2)/C23)*100
xECzz2=((C33-xCzz2)/C33)*100

% ***** SAÍDAS GRÁFICAS *****

% ***** RESULTADOS GRÁFICOS NO TEMPO *****

figure(1)
plot(t,Xx,'k')
grid on
title('Resposta no Tempo-Massa M1')
xlabel('Tempo em segundos')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Pseudo-exata',0);

% .....

figure(2)
plot(t,Yy,'k')
grid on
title('Resposta no Tempo-Massa M2')
xlabel('Tempo em segundos')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Pseudo-exata',0);

% .....

figure(3)
plot(t,Zz,'k')
grid on
title('Resposta no Tempo-Massa M3')

```

```

xlabel('Tempo em segundos')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Pseudo-exata',0);

```

```

% **SUPERPOSIÇÃO GRÁFICA DOS RESULTDOS EM FREQUÊNCIA*****

```

```

figure(4)
plot(Wz(1:N/2-1),Rd1,'k-',Wz(1:N/2-1),Xpfmx,'bo')
grid on
title('Espectro da Resposta Massa-M1')
xlabel('Frequência em rad/s')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Direto','Pseudo-exata',0)
xmin=min(Wz);
xmax=max(Wz);
ymin=min(Rd1);
ymax=.08;
axis([xmin xmax ymin ymax])

```

```

% .....

```

```

figure(5)
plot(Wz(1:N/2-1),Rd2,'k-',Wz(1:N/2-1),Ypfmy,'bo')
grid on
title('Espectro da Resposta Massa-M2')
xlabel('Frequência em rad/s')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Direto','Pseudo-exata',0)
xmin=min(Wz);
xmax=max(Wz);
ymin=min(Rd2);
ymax=.08;
axis([xmin xmax ymin ymax])

```

```

% .....

```

```

figure(6)
plot(Wz(1:N/2-1),Rd3,'k-',Wz(1:N/2-1),Zpfmz,'bo')
grid on
title('Espectro da Resposta Massa-M3')
xlabel('Frequência em rad/s')
ylabel('Amplitude em metros')
legend('Direto','Pseudo-Exata',0)
xmin=min(Wz);
xmax=max(Wz);
ymin=min(Rd3);

```

```
ymax=.00001;  
axis([xmin xmax ymin ymax])
```

```
toc
```

```
% ***** THE END *****
```

APÊNDICE B

SISTEMAS QUE COMPÕEM O VEÍCULO MINIBAJA

Anexo: 1-B a 3-B

- *Motor*
- *Transmissão*
- *Eixo Motriz*
- *Veículo*
- *Carroceria*
- *Suspensão*
 - Dianteira*
 - Traseira*
- *Freios*
 - Dianteiro*
 - Traseiro*
- *Direção*
- *Rodas*

- *Pneus*
- *Sistema Elétrico*
- *Equipamentos de Segurança*

MOTOR

Briggs & Stratton, mod: Plus – 196400

Gasolina, monocilindro, disposição vertical, alimentação por carburador

Diâmetro do cilindro X Curso dos Pistões: 76,2 mm X 69,8 mm

Cilindrada: 319 cc

Rot. Máxima: 3600 rpm

Pot. Máxima: 8 HP a 3600 rpm

Torque Máximo: 17,3 N.m a 2500 rpm

TRANSMISSÃO

Marca: Salsbury

Tipo: Conversor de Torque Variável (CVT) Mod.: 780 s

Relação de Redução: Baixa-3,71 Alta- 0,79

EIXO MOTRIZ

Tipo: Simples por Corrente com dois estágios de redução

Relação de redução primeiro estágio 1:2,5

Relação de redução segundo estágio 1:2,3

Relação de redução final 1:5,75 montado com diferencial

VEÍCULO

Distância entre eixos – 1520,0 mm

Comprimento – 1950,0 mm

Largura – 1330,0 mm

Altura – 1530,0 mm

Bitola Dianteira – 1016,0 mm

Bitola Traseira – 1055,0 mm

CARROCERIA

Chassis - Estrutura tubular

Chassi Principal - Aço 1020 Diâmetro Externo: 25,4mm e Espessura da Parede: 2 mm

SUSPENSÃO

Dianteira: Independente

Tipo: Duas bandejas triangulares superpostas, com amortecedores hidráulicos e molas conjugadas

Traseira: Independente

Tipo: Semi-eixo oscilante com dois braços de reação longitudinal montados em diagonal, e árvore de transmissão funcionado como tirante transversal com uma articulação por junta universal. Tendo amortecedores hidráulicos e molas conjugadas

FREIOS

Tipo: Disco nas quatro rodas

Dianteiros: Individuais, com disco de 162,0 mm de diâmetro e pinça flutuantes

Dimensão do Pistão - 32,0 mm

Traseiros: Único, no eixo, com disco de 170,0 mm de diâmetro e pinça flutuante

Dimensão do Pistão - 38,0 mm

DIREÇÃO

Tipo: Pinhão e Cremalheira, com corrente

Relação de Redução - 1:3,75

RODAS

Em alumínio confeccionadas especialmente para o veículo

Dianteiras: 7,5 X 8 Polegadas

Traseiras: 9 X 8 Polegadas

PNEUS

Dianteiros: 17 X 7,5 X 8 Polegadas

Marca: Magion Mod.: Cros

Traseiros: 18 X 9 X 8 Polegadas

Marca: Magion Mod.: TRRK

SISTEMA ELÉTRICO

Tipo - Magneto com partida manual

Sistema de nível de combustível

Luz de freio

Tacômetro Digital

Velocímetro Digital

Mostrador de nível de combustível

Interruptor Geral

EQUIPAMENTOS DE SEGURANÇA

Esfera com Mercúrio para desligar o motor em capotagens

Banco de Competição tipo Concha – Classe turismo

Parede de Fogo isolando o Habitáculo do motor

Cinto de Segurança de seis pontos⁴

Extintor de 1,5 Kg (Fogo Tipo B).

APÊNDICE C

COMPONENTES PRINCIPAIS QUE COMPÕEM O VEÍCULO MINIBAJA

Anexo: 1-C a 6-C

- *Chassi*
- *Suspensão Dianteira*
- *Suspensão Dianteira e Chassi*
- *Suspensão Traseira*
- *Suspensão Traseira e Chassi*
- *Sistema de Direção*
- *Sistema de Direção e Chassi*
- *Conjunto Motor-Transmissão*
- *Conjunto Motor-Transmissão e Chassi*
- *Veículo Minibaja*



Chassi



Chassi



Suspensão Dianteira



Suspensão Dianteira e Chassi



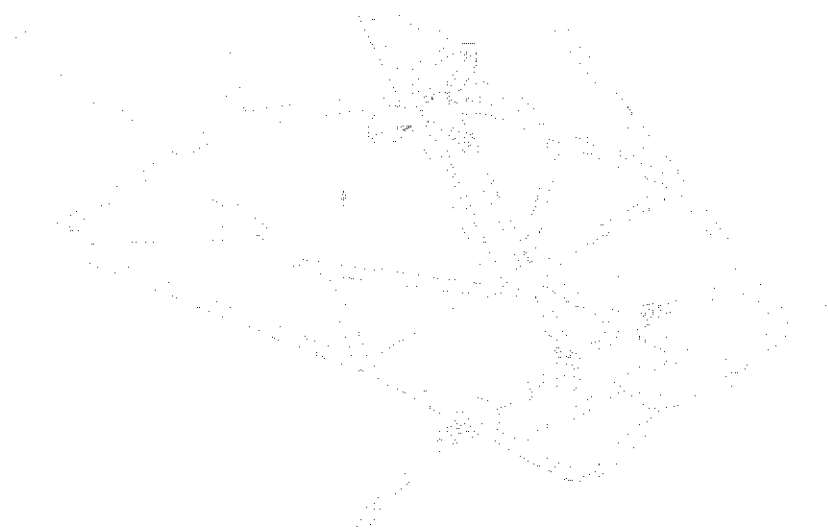
Suspensão TRaseira



Suspensão Traseira e Chassi



Sistema de Direção



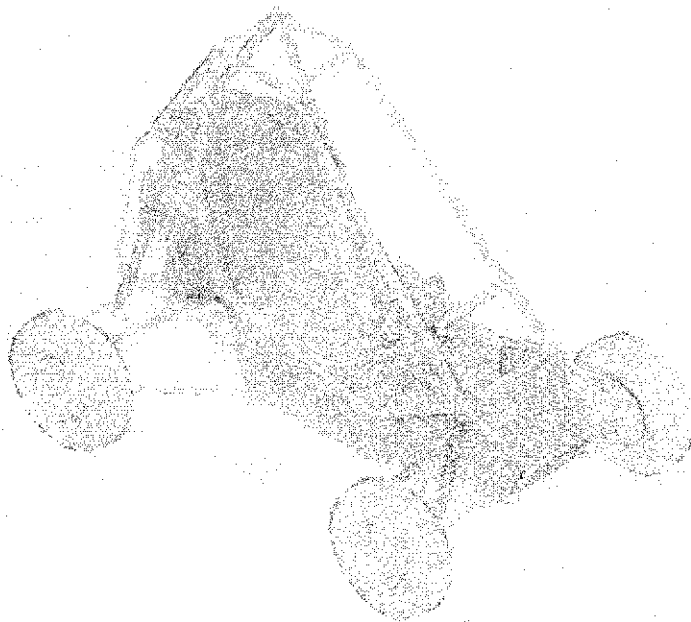
Sistema de Direção e Chassi



Conjunto Motor-Transmissão



Conjunto Motor-Transmissão e Chassi



Veículo Minibaja



Foto - Minibaja