

TESE DEFENDIDA POR Baldi E APROVADA PE
COMISSÃO JULGADORA EM 20/02/2004
Pablo Siqueira Meirelles
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão Hidropneumática para uso em Máquinas Agrícolas

200413813

Autor: Maurício Baldi
Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

02/04

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL
SEÇÃO CIRCULANTE

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL**

Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão Hidropneumática para uso em Máquinas Agrícolas

Autor: Maurício Baldi

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

Dissertação de mestrado acadêmico apresentado à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 2004
S.P. – Brasil

UNIDADE	BC
Nº CHAMADA	71/Unicamp
	B193d
V	EX
TOMBO BC/	59619
PROC.	16-P-117104
C	☐
D	☒
PREÇO	11,00
DATA	14/09/2004
Nº CPD	

CM00199615-9

Bib Id 321236

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

B193d Baldi Mauricio

Desenvolvimento de um sistema de suspensão hidropneumática para uso em máquinas agrícolas / Mauricio Baldi. --Campinas, SP: [s.n.], 2004.

Orientador: Pablo Siqueira Meirelles.
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Pneumática. 2. Dinâmica das máquinas. 3. Amortecimento (Mecânica). 4. Equipamento de pulverização. I. Meirelles, Pablo Siqueira. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão Hidropneumática para uso em Máquinas Agrícolas

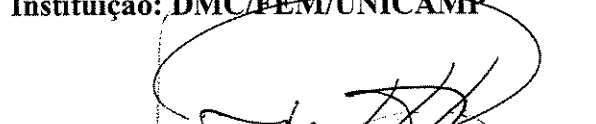
Autor: Maurício Baldi

Orientador: Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

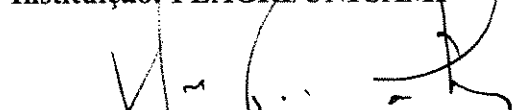


Prof. Dr. Pablo Siqueira Meirelles

Instituição: DMC/FEM/UNICAMP


Prof. Dr. Paulo Sérgio Graziano Magalhães

Instituição: FEAGRI/UNICAMP


Prof. Dr. Sérgio Sartori

Instituição: Empresa Máquinas Agrícolas Jacto S/A.

Campinas, 20 de fevereiro de 2004

Dedicatória:

Dedico este trabalho à minha amada esposa Simone pelo seu amor, carinho, incentivo e paciência durante o período ao qual me dediquei para esta realização.

Aos meus pais, Eurides (*in memoriam*) e Derlei, que durante todos os passos de minha vida sempre me ensinaram a seguir o caminho correto, encorajando-me sempre nas dificuldades e comemorando junto as realizações alcançadas.

Agradecimentos

Sou muito agradecido ao meu orientador, Professor Dr. Pablo Siqueira Meirelles, pelo seu encorajamento, interesse, estímulo e orientação durante este trabalho. Esta realização só foi possível devido sua iniciativa e valiosa instrução.

Agradeço à Máquinas Agrícola Jacto Ltda. pela contribuição à este trabalho, fornecendo os equipamentos necessários para montagem da bancada experimental. Sem esta colaboração não seria possível esta realização.

Agradeço à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo – FAPESP, por ter proporcionado parte dos recursos de laboratório necessários ao desenvolvimento deste trabalho.

Também agradeço meus colegas da pós-graduação que sempre cooperaram durante o período de pesquisa. Especial agradecimento aos amigos Marcílio, Carlos, Ronaldo, Renato e Flávio.

Especial agradecimento ao meu pai (*in memorian*), minha mãe e irmã pelo constante apoio e incentivo.

Finalmente, eu desejo expressar minha profunda gratidão à minha esposa, Simone, pelo seu amor e sacrifício. Ela dividiu meus sucessos e desapontamentos durante estes anos sempre com muito carinho e atenção.

“A maravilhosa harmonia e disposição do universo só pode ter tido origem segundo o plano de um Ser que tudo sabe e tudo pode. Isto fica sendo a minha última e mais elevada descoberta.”
(Isaac Newton)

Resumo

BALDI, Maurício, *Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão Hidropneumática para uso em Máquinas Agrícolas*, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004, 124p, Dissertação (Mestrado).

Neste trabalho é proposto um modelo de suspensão hidropneumática robusta e com baixo custo para carretas de pulverizadores agrícolas. Este tipo de veículo possui um fator de carga dinâmica elevado que aumenta as cargas nos eixos quando em uso e necessita de um controle de altura para manter a eficiência de pulverização constante. Neste caso, o uso de um sistema de suspensão convencional (rigidez da mola constante), não atende satisfatoriamente aos requisitos do produto. O problema de alterações no coeficiente de amortecimento devido às variações de carga observado em veículos utilizando sistemas de suspensão convencionais é mais acentuado quando utilizam suspensão hidropneumática, devido a sua não linearidade. E este problema é mais acentuado em veículos nos quais a massa possui uma grande variação quando passam da condição vazio para completamente carregado. Este estudo mostra um modelo matemático para a mola hidropneumática e modelos numéricos de 1/4 e 1/2 veículo. Através destes modelos, o comportamento dinâmico entre o veículo utilizando sistema de suspensão convencional e hidropneumático, sob as mesmas condições, é comparado, adotando diferentes critérios para escolher o valor do amortecimento passivo (valor de amortecimento constante) ou adaptativo (suspensão semi-ativa), este baseado em uma estratégia simples de controle. Testes foram realizados com o uso de um pulverizador agrícola equipado com um sistema de suspensão hidropneumática projetada de acordo com os resultados deste estudo.

Palavras chave

- Suspensões hidropneumáticas, dinâmica veicular, amortecimento.

Abstract

BALDI, Maurício, *Development of a Hydropneumatic Suspension System for use in Agricultural Machines*, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2004, 124p, Dissertação (Mestrado).

This study proposes a robust and cheap hydropneumatic suspension system for agricultural trailers used to spread crop protection. This kind of vehicle has a high dynamic load factor that increases the axles loads when it is in use and require a height control to assure the same spraying efficiency. In this case, the use of conventional suspension system, where the stiffness is constant, does not achieve product requirements. The well known problem of the damper coefficient changes due to variations in vehicle's load, using conventional suspension systems, is more perceptible when hydropneumatic springs are used, due to its non-linearity. And this problem is more accentuated in vehicles that presents significantly mass range between empty and full load condition. This study shows a mathematical model of the hydropneumatic spring as well as a numerical model of one quarter and half vehicle. Through these models, a dynamic behavior comparison was performed between the model with conventional springs and using hydropneumatic springs under the same conditions, adopting different criteria to choose the passive (damper value constant) or adaptive damper value (semi-active suspension), the last based on simple control strategy. Experimental tests were performed using an agricultural trailer used to spray crop protection, equipped with a suspension system projected and assembled according with the results of this study.

Keywords

- Hydropneumatic suspensions, vehicular dynamic, damping.

Índice

Lista de Figuras	iii
Lista de Tabelas	vi
Nomenclatura	vii
1 Introdução	1
2 Revisão da Bibliográfica	5
3 Modelagem e Simulações	15
3.1 Descrição do Sistema	15
3.2 Determinação Teórica da Rigidez da Mola Hidropneumática	16
3.3 Determinação do Volume Inicial de Gás	20
3.4 Análise de Desempenho da Suspensão Hidropneumática	24
3.4.1 Modelagem da Suspensão	24
3.4.2 Integrador Numérico	27
3.4.3 Determinação do Amortecimento da Suspensão	29
3.4.4 Análise da Resposta em Frequência do Sistema	30
4 Aplicação a um caso real	47
4.1 Descrição do Modelo de Aplicação	47
4.2 Projeto da Suspensão Hidropneumática.	50
4.3 Análise de Desempenho da Suspensão	57
4.3.1 Determinação da Rigidez do Sistema	57
4.3.2 Modelagem do Veículo	60
4.3.3 Determinação do Amortecimento do Sistema	63
4.3.4 Análise do Desempenho através da Resposta em Frequência	65
5 Análise Experimental	81

5.1 Introdução	81
5.2 Bancada de Teste	81
5.3 Sistema de Excitação	84
5.4 Experimento com Carga Estática	86
5.5 Análise Experimental Dinâmica	91
5.5.1 Caracterização de Sistemas Não-lineares	91
5.5.2 Função Resposta em Frequência - Análise Experimental	96
5.5.3 Análise do Comportamento do Amortecimento	102
6 Conclusões e Sugestões para Próximos Trabalhos	108
Referências Bibliográficas	110
Anexo I –Programa Rigidez	114
Anexo II – Programa Newmark2g	116
Anexo III – Programa Ressonancia2g	120
Anexo IV – Dimensões Básicas do Mecanismo	123
Anexo V – Programa CapAmort	124

Lista de Figuras

2.1 Esquema Hidráulico para Suspensão Hidropneumática desenvolvido por Felez e Vera	11
2.2 Sistema de controle totalmente mecânico desenvolvido por Horton e Crolla	11
3.1 Desenho esquemático da suspensão hidropneumática	15
3.2 Forças e Pressões atuantes na suspensão hidropneumática	18
3.3 Determinação do volume inicial de gás na câmara	21
3.4 Curva de Rigidez da Suspensão Hidropneumática	23
3.5 Diagrama do sistema de suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo	25
3.6 Deslocamento da massa do veículo em função do tempo – Fator de Amortecimento ajustado para a carga Média	33
3.7 Amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação – Fator de Amortecimento ajustado para carga média	35
3.8 Deslocamento da massa do veículo em função do tempo – Caso de fator de amortecimento ajustado para $\xi = 0,7$ na posição de equilíbrio estático para cada condição de carregamento	38
3.9 Amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação – Caso de amortecimento constante	39
3.10 Resposta no Tempo para a Suspensão Hidropneumática – Caso 02	41
3.11 Deslocamento livre da massa do veículo em função do tempo – Caso fator de amortecimento 0,7 constante	43
3.12 Amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação – Caso fator de amortecimento 0,7 constante	44
3.13 Resposta no tempo para suspensão hidropneumática – Caso 03	45
4.1 Alguns Modelos de Pulverizadores Agrícolas produzidos no Brasil	48

4.2 Pulverizador Agrícola Tratorizado para 1500 litros de Capacidade	49
4.3 Configuração do Cilindro Hidráulico	51
4.4 Mecanismo da suspensão montada no chassi da carreta	52
4.5 Configurações dos movimentos da suspensão	53
4.6 Momento medido na Articulação da Peça 02	54
4.7 Força aplicada pelo cilindro na peça 01	55
4.8 Momento resultante para várias cargas	56
4.9 Desenho esquemático do mecanismo da suspensão	57
4.10 Rigidez Equivalente	59
4.11 Modelo de $\frac{1}{2}$ veículo	60
4.12 Modelo simplificado do modelo de 04 graus de liberdade	63
4.13 Resposta no tempo da suspensão para caso 1	67
4.14 Amplitude da resposta em função da frequência de excitação – Amortecimento ajustado para carga média. (a) excitação em fase, (b) e (c) excitação em oposição de fase	69
4.15 Resposta no tempo da suspensão para o caso 2	72
4.16 Amplitude da resposta em função da frequência de excitação – Amortecimento ajustado para cada condição de carga. (a) excitação em fase, (b) e (c) excitação em oposição	74
4.17 Resposta no tempo para o caso 3	77
4.18 Amplitude da resposta em função da frequência de Excitação – Amortecimento ajustado para qualquer condição	79
5.1 Esquema da bancada de teste	82
5.2 Fotos da bancada de teste	83
5.3 Esquema de montagem do sistema para ajuste de altura	84
5.4 Esquema elétrico e hidráulico do sistema de excitação	86
5.5 Deslocamento do eixo da carreta	87
5.6 Curva de força versus deslocamento experimental e teórica	89
5.7 Condição 03 com o volume inicial de gás teórico menor	90
5.8 Disposição dos acelerômetros	98
5.9 Esquema do Sistema de Geração e Aquisição de Sinais	99

5.10 “FRF’s” do sistema com diferentes condições de carga	101
5.11 Força por Deslocamento definindo o ciclo de histerese para o amortecimento do sistema	104
5.12 Força por Deslocamento definindo o ciclo de histerese para o amortecimento do sistema sem suspensão	106

Lista de Tabelas

3.1 Variáveis utilizadas no modelo passivo	25
3.2 Valores dos parâmetros para os dois tipos de suspensões para o 1º Caso	32
3.3 Valores das Amplitudes da resposta e Freqüências para o caso 01	34
3.4 Valores dos parâmetros para os dois tipos de suspensões para o caso 02	36
3.5 Valores das Amplitudes da resposta em freqüência – Caso de fator de amortecimento ajustado para cada condição de carga	40
3.6 Valores máximos e mínimos de rigidez e amortecimento para a suspensão hidropneumática	43
4.1 Variáveis utilizadas no modelo da carreta	61
4.2 Valores dos parâmetros da suspensão para 1º Caso	66
4.3 Valores das amplitudes máximas da resposta em freqüência para o caso 01	70
4.4 Valores dos parâmetros da suspensão para o 2º caso	70
4.5 Valores das amplitudes da resposta em freqüência para o caso 02	75
4.6 Valores dos parâmetros para o 3º caso	76
4.7 Valores das amplitudes da resposta em freqüência para o caso 03	80
5.1 Especificação dos atuadores utilizados	85
5.2 Características dos sensores utilizados	97
5.3 Parâmetros utilizados no ensaio dinâmico	99
5.4 Capacidade de amortecimento	105
5.5 Capacidade de amortecimento sem suspensão	107

Nomenclatura

P – Pressão na câmara

V – Volume de gás

n – Número de moles

R – Constante universal dos gases

T – Temperatura do gás

P_0 – Pressão na câmara na condição inicial

V_0 – Volume de gás na condição inicial

P_{atm} – Pressão Atmosférica

W – Peso do veículo atuando na roda

F – Força da roda atuando no cilindro

A_c – Área interna do cilindro

Δx – Deslocamento do pistão

V_d – Volume de óleo deslocado

K_s – Rigidez da suspensão

x_m – Deslocamento máximo permitido ao pistão

f_{em} – Força Estática Máxima

f_d – Fator de Carga Dinâmica

x_s – Deslocamento estático do pistão

W_m – Carga dinâmica atuando na roda

P_m – Pressão na câmara da condição de carga dinâmica

V_m – Volume de gás na condição de carga dinâmica

d_c – Diâmetro interno do cilindro

ξ – Fator de Amortecimento

c_s – Amortecimento da suspensão
 m_s – Massa do veículo sobre a suspensão
 m_t – Massa da Roda e Eixo
 k_t – Rigidez do pneu
 c_t – Amortecimento do pneu
 l_c – Curso total do cilindro
 w_r – Frequência Natural Amortecida
 w_n – Frequência Natural
 W_e – Massa do veículo vazio
 W_f – Massa do veículo cheio
 l – Distância entre rodas
 l_f – Comprimento do cilindro fechado
 l_a – Comprimento do cilindro aberto
 l_t – Curso do cilindro
 z – Deslocamento da roda
 q – Ângulo do mecanismo de suspensão
 β – Ângulo do mecanismo de suspensão
 F_e – Força atuante na roda
 F_s – Força atuante no cilindro
 K_{se} – Rigidez equivalente
 θ – Ângulo de rotação da carreta
 J – Momento de inércia da carreta

Abreviações

CG – Centro de Gravidade

Siglas

DMC – Departamento de Mecânica Computacional

Capítulo 1

Introdução

O primeiro veículo possuindo um motor de combustão interna como fonte de potência foi colocado em uso em 1896. Por mais de um século, as pesquisas e desenvolvimentos feitos neste tipo de veículo tem transformado-os em um meio de transporte rápido, disponível e confortável. Com o início da evolução dos veículos, o conflito entre o critério de conforto e dirigibilidade tem surgido e exigido um avanço rápido no desenvolvimento dos sistemas de suspensões. O primeiro modelo de suspensão surgiu no século XVI nas carruagens, e eram constituídas de barra de metal curvadas presas no eixo das rodas e nas extremidades da carroceria.

O objetivo de qualquer sistema de suspensão é reduzir o distúrbio causado aos passageiros e à carga sendo transportada pelo veículo, além de melhorar a estabilidade do mesmo. As vantagens de reduzir os distúrbios são uma menor fadiga aos passageiros e também redução de danos nas cargas. Veículos necessitam de suspensões pois as pistas de rodagem são irregulares e, embora ultimamente existam pistas de excelente qualidade, para veículos em alta velocidade a existência de pequenas ondulações pode ter efeitos significativos, podendo fazer com que ocorra perda de controle da direção. A suspensão é responsável por manter as rodas do veículo sempre em contato com o solo utilizando-se um sistema de molas que, quando defletida, empurra o eixo para baixo e assim mantém as rodas no solo. Um bom sistema de suspensão não pode consistir apenas de molas, pois quando o veículo trafega sobre pistas irregulares (buracos, ondulações, etc.) este irá balançar para cima e para baixo. Contudo, as molas são responsáveis por prevenir que choques provenientes das pistas sejam transmitidos aos passageiros. Para evitar a instabilidade causada pelo balanço contínuo do veículo, a oscilação das molas deve ser

controlada. Para isto, amortecedores são utilizados para absorver parte da energia deste movimento de oscilação. A “dureza” da suspensão é relacionada com a rigidez da mola, e a dissipação de energia em cada ciclo, às características dos amortecedores.

Existem vários tipos de molas, sendo que três deles são os mais usuais e facilmente encontrados nos veículos. Elas são: *feixes de molas*, *molas helicoidais* e *barras de torção*. Outros sistemas usam borracha como mola e alguns veículos atualmente utilizam *molas de gás* e *molas hidropneumáticas*.

Feixe de Mola foi o primeiro modelo de mola a aparecer para aplicação automotiva. Consistem de “barras chatas” de aço temperado presas todas juntas por meio de grampos “U” no formato de meia elipse. O número de “barras” é menor nas extremidades da mola e maior no meio, uma vez que o maior momento ocorre nesta região. Esta mola é fixa diretamente no eixo do veículo e incorpora, normalmente, um amortecedor para atuar como absorvedor de impactos e controlar a oscilação do veículo, embora de certo modo o próprio feixe de mola atua como amortecedor devido ao grande atrito existente entre as “tiras” constituintes da mola, o que faz com que a rigidez não seja constante quando esta é comprimida. Enquanto os feixes de mola são relativamente baratos e de fácil fabricação, são muito pesados e oferecem pouca rigidez lateral, resultando em baixa dirigibilidade e limitações no tamanho e forma dos veículos para a sua instalação, ficando restrita a sua aplicação em caminhões e outros grandes veículos de carga.

Molas Helicoidais são as mais comuns encontradas no mercado atualmente. Este tipo de mola apresenta várias vantagens, quando comparada ao feixe de mola: é mais compacta, produz melhor rigidez em todas as direções e não possui atrito interno. Esta última característica permite que a força aplicada pela mola, quando comprimida, permaneça constante. Molas helicoidais tornaram-se mais populares após a 2ª Guerra Mundial. Pouco antes da guerra, a equipe Alfa Romeo possuía uma suspensão com múltiplas molas no carro 8 Cilindros GP. Isto permitia uma variação na rigidez da suspensão quando esta era solicitada, isto é, os primeiros 3 centímetros de deslocamento podiam ter uma rigidez e os demais deslocamentos outra, permitindo às rodas se moverem facilmente para pequenas solicitações (pequenos buracos, por exemplo), mas mantendo a estabilidade do carro nas curvas.

Barras de Torção consiste de uma barra, normalmente de aço, tendo uma de suas extremidades fixa e a outra extremidade solicitada torcionalmente devido ao descolamento. Este tipo de mola foi utilizado pela primeira vez pela Porsche em seu carro modelo esporte na época de 1933-34. O sistema de barra de torção foi utilizado na traseira do Peugeot 205, a qual só encerrou a produção no início dos anos 90, dentre outros. As maiores desvantagens do sistema de barra de torção são: espaço perdido no veículo e a existência de tensão aplicada em outra parte do chassi do veículo.

Existem outros tipos de sistemas de suspensão, como por exemplo Suspensão Hidropneumática utilizada em alguns modelos da Citroen, entre outros. Cada roda tem o seu sistema independente. A roda é fixa ao braço da suspensão articulado ao chassi, que age diretamente sobre o pistão. Quando a roda sobe, o pistão empurra o fluido que comprime o gás em uma câmara. Quando as rodas abaixam, o pistão permite que a pressão reduza e o gás se expanda, atuando como uma mola. Para controlar o nível do fluido na câmara, existe uma bomba que injeta mais fluido para levantar o veículo, ou uma válvula para liberar fluido do sistema para um reservatório. Não existem muitos fabricantes que utilizam este tipo de suspensão devido a sua complexidade. Suspensões a ar são suspensões de configuração muito flexível, pois cada roda pode ser controlada separadamente para produzir um efeito de autonivelamento. As molas convencionais são substituídas por “pneus” de ar pressurizado e o controle de altura feito pelo enchimento ou esvaziamento destes “pneus”. Este tipo de suspensão é bastante utilizado em ônibus, caminhões e composições metroviárias.

Todos os modelos vistos acima são modelos de suspensões passivas, ou seja, são capazes de armazenar energia através da mola e dissipá-la via um amortecedor. Seus parâmetros normalmente são fixos, sendo escolhidos para um determinado nível de compromisso entre conforto e dirigibilidade. Um sistema de suspensão ativa tem a capacidade de armazenar, dissipar e introduzir energia no sistema, o que permite variar seus parâmetros dependendo das condições de operação. Existem três tipos de suspensões ativas: Sistemas de Banda Larga, (High bandwidth), Banda Curta (Low bandwidth) e Controle Prévio (Preview Systems).

Neste trabalho será estudada a aplicação de uma suspensão passiva hidropneumática em uma carreta agrícola utilizada para pulverização. Será desenvolvida uma metodologia de dimensionamento dos parâmetros críticos deste tipo de suspensão.

O objetivo do projeto do sistema de suspensão hidropneumática aplicado neste tipo de máquina agrícola será manter a carreta estável no ponto de pulverização, mesmo com o reservatório variando de cheio para vazio. Também possibilitar que o trator opere em altas velocidades, minimizando as tensões dinâmicas, mantendo a estabilidade lateral nas curvas e também quando operando em terrenos inclinados e em curvas de nível.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Os conceitos de conforto e segurança em um mesmo sistema de suspensão são conflitantes, uma vez que a otimização de um deles acarreta na diminuição do desempenho do outro. Para determinar quais deverão ser as características marcantes de uma suspensão automotiva, um estudo de caso deve ser feito com a finalidade de estabelecer uma relação entre os conceitos de conforto e segurança, para que o sistema de suspensão atenda aos requisitos de projeto da melhor forma possível. Critérios quantitativos calculados a partir de grandezas escalares são utilizados para se projetar uma suspensão. A aceleração do centro de massa do veículo tem sido utilizada como indicador de conforto dos passageiros, devido à maior simplicidade dos cálculos e facilidade de leitura dos sensores. Porém o $Jerk^1$ do centro de massa do veículo tem se mostrado mais representativo para tal finalidade. A grandeza mais frequentemente relacionada ao conceito de segurança é a força de contato entre as rodas do veículo e o solo. Esta força pode ser obtida a partir da aceleração vertical da roda do veículo através de um acelerômetro instalado no eixo, conforme Picado (1998).

Os sistemas de suspensões instaladas em veículos automotivos, possuem características definidas por um processo de otimização feito pelos fabricantes de veículos ou dos fornecedores de componentes de suspensões. Os critérios de otimizações são os mais variados. Lidam com o conflito entre conforto e segurança e priorizam um destes parâmetros, levando em conta uma determinada condição de serviço. O resultado da otimização é um conjunto de valores que definem as dimensões das peças, as posições dos engates e dos apoios, o tipo de pneus e,

principalmente, os valores das constantes de rigidez das molas e do fator de amortecimento dos amortecedores, conforme citado em Picado (1998).

Desta forma, o projeto de uma suspensão automotiva é uma tarefa extremamente complexa, onde a escolha de um índice indicador do grau de otimalidade da suspensão e a escolha das variáveis que traduzam conforto e segurança, constitui o ponto central da questão. A perícia do projetista será decisiva quando das simplificações indispensáveis para a construção do modelo matemático. Outra informação decisiva para o projeto de uma suspensão é o tipo de suspensão a ser projetada. Existem três tipos básicos de suspensões automotivas no que diz respeito ao controle: suspensões passivas, semi-ativas e as ativas. Estes ainda admitem variações para as suas configurações, levando-se em conta os tipos de aplicações e as soluções tecnológicas empregadas. Podemos citar as suspensões ativas e semi-ativas com predição de distúrbios, suspensões semi-ativas auto niveladoras, eletrohidráulicas e hidropneumáticas e ainda suspensões passivas hidropneumáticas, de acordo com Picado (1998).

Suspensões passivas são aquelas em que as propriedades dos componentes mecânicos não podem ser modificadas em tempo real através de sinais externos. São as suspensões mais utilizadas pela indústria automobilística atualmente devido ao baixo custo e simplicidade de montagem e de manutenção. Neste tipo de suspensão não é possível a adição de energia externa para exercer qualquer tipo de ação de controle. Apesar do avanço tecnológico alcançado no projeto de suspensões ativas e semi-ativas, as suspensões passivas ainda se mostram bastante competitivas, conforme Picado (1998).

Basicamente existem dois tipos de suspensões passivas disponíveis no mercado atualmente, as otimizadas e as reguláveis. Nestas últimas, é possível ao motorista ajustar a rigidez das molas ou fator de amortecimento dos amortecedores através de um dispositivo de regulagem estática. Nas suspensões passivas otimizadas não é possível ajustar as características dos componentes, pois elas são projetadas e montadas para atender uma condição pré-determinada de operação. A configuração geométrica dos componentes da suspensão, a seleção dos materiais utilizados, a regulagem das válvulas dos amortecedores e as dimensões dos componentes são fatores

¹ Derivada temporal da aceleração

extremamente importantes para o sucesso do sistema de suspensão passiva. Estes parâmetros, junto com outros fatores (rigidez, relação altura, largura ou diâmetro do pneu, curso da suspensão, massa do conjunto roda e pneu podem ser citados) determinam a resposta da suspensão às excitações. Portanto o que caracteriza a qualidade de uma suspensão passiva é o processo de otimização dos componentes e das dimensões da suspensão. Esta otimização deve admitir condições padronizadas para o funcionamento da suspensão, o que explica as diferenças nas características dinâmicas e estáticas para suspensões passivas de carros esportivos, de veículos “off-road”, de carros de passeio e de carros de luxo, conforme Picado (1998).

As não linearidades dos componentes das suspensões passivas são aproveitadas pelos fabricantes para atender as exigências de operação através de um processo empírico de otimização. Muitas vezes, as características não lineares são desconhecidas analiticamente, pois os projetistas estão interessados nas respostas do sistema de suspensão e não na lei matemática que representa os fenômenos de resposta dos componentes às excitações externas. Processos analíticos de otimização, como a resolução de equações integrais que forneçam os valores otimizados dos parâmetros dos componentes da suspensão, não despertam o interesse dos fabricantes, pois mesmo que soubessem os valores ótimos para tais fatores, os fabricantes de molas, amortecedores e outros, teriam que descobrir como fazer para que seus componentes tivessem tais características. Desta forma, para otimizar os componentes da suspensão, os fabricantes cruzam as respostas dos sistemas de suspensão ajustados empiricamente, com a experiência de uma equipe de pilotos de teste e de técnicos, que modificam as especificações do amortecedor, da mola ou de outros componentes da suspensão, até que a resposta dinâmica do sistema de suspensão seja satisfatória.

As suspensões passivas otimizadas são os sistemas de suspensão mais simples e mais facilmente encontrados nos veículos fabricados em série. Ainda assim, são extremamente complexas. O processo de otimização analítica de uma suspensão passiva é extremamente complexo e o modelo adaptado passa por diversas simplificações e linearizações para que se torne um problema razoavelmente tratável. As linearizações são justificáveis, uma vez que o procedimento de projeto envolve erros de ordem superior ao das linearizações adotadas, pois os critérios de otimização são bastante subjetivos. Além disto, a análise detalhada do problema não

seria justificada pelo ganho de precisão obtido. Entretanto, é necessária cautela para assumir as hipóteses simplificadoras, pois estas podem levar a resultados inválidos se o projetista não souber exatamente as implicações de cada hipótese assumida na resposta do modelo simulado.

Nas suspensões semi-ativas, a ação de controle é ajustar o amortecimento que por sua vez altera o comportamento do veículo que está sendo controlado. O veículo sofre os efeitos do controle em tempo real do fator de amortecimento, portanto o controle do movimento do veículo resulta do controle da quantidade de energia dissipada nos amortecedores, o que constitui uma atuação indireta, denominada semi-ativa, sobre o veículo. Existem basicamente três tipos de amortecedores controlados: os “on-off”, os de múltiplos estágios de fator de amortecimento e os de regulação contínua do fator de amortecimento. Em Yi e Hedrick (1992) e Valasek (1996) foram desenvolvidos estudos de desempenho comparativo entre sistemas de suspensão utilizando estes amortecedores e sistema de suspensão passiva otimizada, sendo que os amortecedores de múltiplos estágios e os de regulação contínua são utilizados em sistemas de malha fechada e foram os que apresentaram melhor desempenho.

No controle semi-ativo só pode haver alterações da dissipação de energia, ou seja, o atuador somente pode fornecer uma força de controle em sentido contrário ao deslocamento relativo entre a massa do veículo e das rodas. Além da restrição de dissipação de energia, o sistema semi-ativo também deve obedecer à restrição dos limites de máximo e mínimo dos fatores de amortecimento, Picado (1998).

As suspensões semi-ativas reúnem vantagens das suspensões passivas e das ativas. Possuem baixa demanda de energia para atuação, baixo custo de instalação e de manutenção. Seu desempenho é superior quando comparado ao das suspensões passivas, além de serem mais confiáveis que as suspensões ativas. Pois as suspensões semi-ativas são, basicamente, suspensões passivas que podem mudar o seu fator de amortecimento em tempo real e conforme a necessidade pré-estabelecida.

Muitos estudos foram desenvolvidos, tanto para determinação dos parâmetros do sistema de suspensão hidropneumática (combinação de gás e fluido hidráulico) como também sistemas de

controles para este tipo de suspensão, visto que o sistema hidropneumático é muito mais flexível que o sistema de suspensão convencional (utilizando molas de aço) e permite que as rodas do veículo respondam mais rapidamente às imperfeições do solo de rodagem. Embora muitos estudos tenham sido realizados utilizando sistemas de suspensão hidropneumática, a maioria destes exploram técnicas de controle para estes sistemas e não exploram os conceitos envolvidos em sua concepção, visto que estes conhecimentos são guardados pelos fabricantes. Este tipo de mola foi inventada no início do século XIX para uso ferroviário. O primeiro uso em veículos automotores data de 1896, quando J.R. Heath colocou molas pneumáticas anulares nas pontas de eixo. Cinco anos depois, M.A. Yakley desenvolveu um veículo usando pistões atuadores a ar conectados ao eixo. O primeiro modelo comercial com suspensão hidropneumática e regulação de altura foi o Citroen DS19 em 1955.

Els e Grobbelaar (1993) desenvolveram um estudo da dependência da temperatura com o tempo em suspensões hidropneumáticas com o intuito de investigar como o efeito da troca de calor do sistema com o meio tem influência nas características da mola e como este fenômeno pode ser levado em conta durante o projeto da suspensão. A análise matemática é baseada na solução de uma equação de energia de um gás enclausurado e considerando o comportamento de um gás real. Este difere do tradicional método que considera o comportamento de gás ideal e processo politrópico. Este modelo foi verificado experimentalmente e encontrada boa correlação entre as características da mola obtidas teoricamente e experimentalmente. Este estudo mostrou que, embora a consideração de um processo isotérmico tenha bons resultados na detecção das características da mola considerando uma força quase estática atuando, (ou seja, após aplicação da força é necessário um tempo de estabilização) o mesmo não é válido considerando uma força dinâmica, sendo, neste caso, necessário o uso da aproximação de um gás real e solução da equação de energia. O sistema, quando testado experimentalmente, apresenta uma pequena histerese no ciclo quando excitado em baixas frequências, significando que a energia perdida e, conseqüentemente, o amortecimento no ciclo se torna menor e o processo de compressão isotérmica é aproximado, pois existe maior tempo para a troca de calor entre o gás e o meio externo. Nas altas frequências, esta histerese se torna maior e é aproximada a uma compressão adiabática, pois não há tempo suficiente para a troca de calor do gás com o meio externo. A histerese mostra que suspensões hidropneumáticas têm uma quantidade de amortecimento

inerente que é crescente com a frequência de excitação. Este estudo demonstra que a tradicional hipótese de comportamento de gás ideal durante a concepção do projeto pode conduzir a resultados indesejáveis, quando não levado em conta esta quantidade de amortecimento inerente dependente da frequência de excitação.

Estudos realizados utilizando a técnica de Bond Graph foram conduzidos por Félez e Vera (1987) para estimar e comparar a resposta de um veículo com três tipos diferentes de esquema hidráulico de suspensões hidropneumáticas. No primeiro esquema hidráulico, mostrado na Figura 2.1a, foi considerado um sistema simplesmente passivo, composto por um cilindro hidráulico individual conectado com a câmara de gás. No segundo esquema hidráulico, também passivo, a parte superior da câmara do cilindro (acima do êmbolo) da direita está ligada a parte inferior do cilindro (abaixo do êmbolo) da esquerda e vice-versa, fazendo com que o próprio deslocamento do fluido estabilize e reduza o ângulo de inclinação do veículo, conforme mostrado na Figura 2.1b. Um aumento de pressão na parte superior do cilindro da esquerda, resultante da inclinação do chassi, faz com que o óleo se desloque para a parte inferior do cilindro da direita. A pressão da parte superior do cilindro da direita é então aumentada e obtém-se assim a estabilidade. O terceiro esquema hidráulico, mostrado na Figura 2.1c, foi proposto para simular uma suspensão ativa utilizando uma válvula de três vias. A diferença de pressão que ocorre entre ambos os lados do veículo controla a válvula, a qual é acionada e regula o suprimento de óleo para a parte inferior dos cilindros. A rigidez da suspensão é então controlada em função da distribuição da carga nas rodas do veículo. Os três diferentes esquemas hidráulicos citados acima foram simulados assumindo um comportamento adiabático. Foram medidos o deslocamento e o ângulo de rotação do chassi, sendo que em ambos casos os melhores resultados foram encontrados na suspensão ativa e ainda mostrando que o sistema com cilindros conectados possui algumas vantagens sobre o sistema de suspensão puramente passiva.

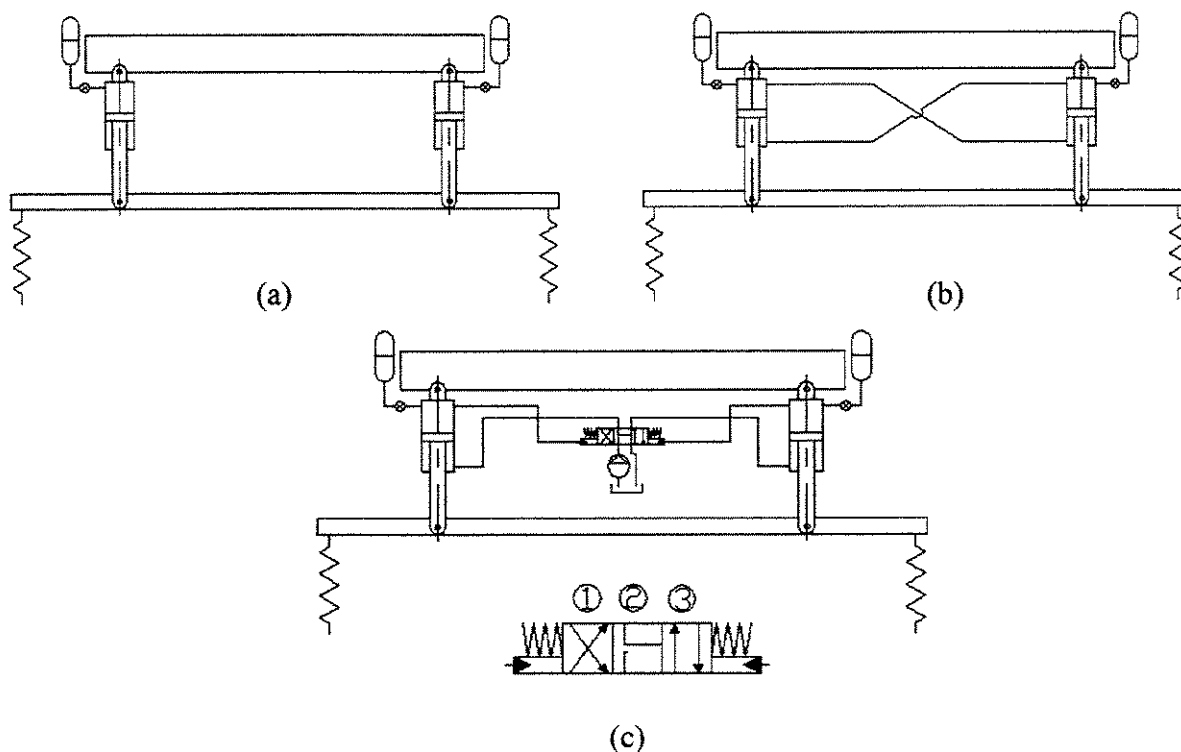


Figura 2.1 – Esquema Hidráulico para Suspensão Hidropneumática desenvolvido por Félez e Vera.

Horton e Crolla (1986) desenvolveram uma análise teórica para modelar um sistema de suspensão hidropneumática semi-ativa totalmente mecânica.

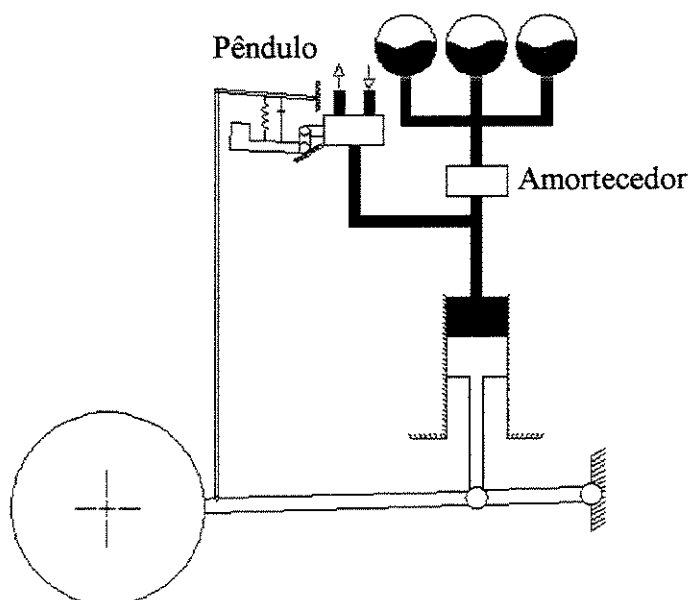


Figura 2.2 – Sistema de controle totalmente mecânico desenvolvido por Horton e Crolla.

O fluxo de entrada e saída de óleo no sistema é controlado por uma válvula. Esta válvula é acionada por um sistema de pêndulo massa, mola e amortecedor. Em condição estática, esse sistema é autonivelado e controlado pela geometria do braço do pêndulo, sendo estável. Porém, a resposta em condições dinâmicas é um pouco mais complexa. Para excitações devido a imperfeições do solo de rodagem é possível que o comportamento da suspensão seja puramente passivo se as características do pêndulo forem iguais às do sistema de suspensão principal, ou seja, o movimento do pêndulo e do seu pivô de acionamento são iguais e o movimento da válvula não ocorre. Entretanto, para excitações devido a freadas ou acelerações bruscas um erro de sinal é gerado pois o pivô do pêndulo terá um movimento relativo ao pêndulo e então ocorrerá o acionamento da válvula para controle do fluxo de óleo para manter o deslocamento do veículo sob condições aceitáveis. O sistema de suspensão hidropneumática é composto por três câmaras com gás e conectadas ao braço da suspensão via uma estrutura hidráulica.

Um modelo matemático para um quarto de veículo que incorpora um sistema de suspensão hidropneumática que inclui equações para várias câmaras de gás montadas em paralelo e carregadas com diferentes pressões iniciais foi desenvolvido por Fraser (1982). Este sistema permite que o comportamento característico da mola seja mais próximo do comportamento linear e também permite o uso de volume de gás maior, que possibilita uma menor rigidez da suspensão.

Resultados teóricos utilizando um modelo matemático de $\frac{1}{4}$ de veículo foram obtidos por Probert (1984). Ele estava interessado nos níveis de vibração durante o movimento do veículo e os níveis de consumo de energia pela válvula de controle.

Sistemas de suspensões hidropneumáticas tem sido amplamente utilizados com sistemas de controle ativo e semi-ativo. O problema de controle prévio foi considerado por Demerdash e Crolla (1996) para sistema de suspensão hidropneumática completamente ativo e um sistema denominado “slow-active”, onde abaixo da frequência de ressonância do veículo, os componentes passivos começam gradativamente a dominar o comportamento da suspensão. Os efeitos de componentes não-lineares na performance de veículos utilizando um sistema de suspensão hidropneumática com controle “slow-active” foram também estudados teoricamente. O

desenvolvimento de um modelo matemático de um sistema de suspensão hidropneumática com largura de banda limitada, feito por Shuttlewood, et al (1983), é incorporado a um veículo para avaliar a mais adequada estratégia de controle para diminuição do ângulo de rotação durante uma manobra do veículo em uma curva. Um modelo de ordem reduzida foi desenvolvido por Lohmann (1995) utilizando um sistema de suspensão hidropneumática, que aumenta significamente o conforto e segurança, reduzindo o ângulo de rotação e deslocamento do chassi quando comparada ao sistema de suspensão convencional em Hrovat (1993). Uma válvula reguladora tem a função de controlar o fluxo de óleo do sistema hidropneumático de acordo com o deslocamento da roda do veículo.

Um sistema de suspensão deverá sempre manter o comportamento idealizado no projeto para que as perturbações sofridas pelo veículo estejam sempre dentro dos limites aceitáveis, independentemente de variações de carga ou excitações externas. Como os sistemas de suspensões hidropneumática possuem uma rigidez não-linear, uma das variáveis controladas para que sejam mantidos os parâmetros de segurança e conforto é o amortecimento. Muitos estudos têm sido feitos para se conhecer melhor o funcionamento dos amortecedores, uma vez que seu comportamento extremamente não linear torna necessária a adoção de diversas hipóteses simplificadoras, que podem tornar o modelo teórico muito distante da realidade, prejudicando a precisão das informações obtidas a partir das simulações. Alguns trabalhos foram publicados com o objetivo de informar algumas características de controle para um amortecedor. Em Yohsuke (1999) é descrito um sistema de controle de amortecimento através de acionamento de uma válvula que controla o diâmetro do orifício do amortecedor por onde passa o fluido, permitindo que seja obtido um grande, médio ou baixo amortecimento, conforme as condições de rodagem, que são detectadas por sensores que medem a velocidade do veículo, condições da pista e forças atuantes nas rodas. Besinger, et al (1995) estudaram duas estratégias de controle para um amortecedor semi-ativo para seguir um sinal prescrito de demanda de força, uma de controle sem realimentação e outra com realimentação. Foram utilizados ensaios em condições realistas e comparadas as estratégias. O controle sem realimentação mostrou desempenho superior devido a um atraso de fase menor para frequências de excitação elevadas.

Estes trabalhos mostraram que as suspensões hidropneumáticas constituem uma alternativa interessante devido a várias razões, dentre as quais podem ser ressaltadas: característica não linear da rigidez, facilidade de alteração de parâmetros, flexibilidade de configuração, facilidade de introdução de controle semi-ativo de amortecimento ou ativo, simplicidade para controlar altura e ângulo de rotação do veículo.

A flexibilidade de configuração das suspensões hidropneumáticas sugere o interesse em se aplicar este tipo de suspensão para carretas de pulverizadores agrícolas, que possuem uma variação muito grande em sua condição de carregamento durante o seu uso, fazendo com que não seja mantida a mesma eficiência de pulverização durante todo o seu uso devido à variação que ocorre na altura da carreta como consequência da variação da carga. O estudo de suspensões hidropneumáticas é iniciado pela avaliação de desempenho de um sistema passivo, onde são determinadas todas as características e variações de parâmetros intrínsecos a este tipo de suspensão. Como resultado deste estudo são obtidos os parâmetros e informações necessárias para propor e avaliar modelos de controle semi-ativo desta suspensão, com o intuito de fazer com que todos os parâmetros relacionados a uma boa eficiência de pulverização sejam mantidos conforme condições iniciais do projeto, sem esquecer a função primeira da suspensão que, neste caso, é preservar a estrutura do veículo.

Os trabalhos analisados na revisão mostram a falta de informações oriundas de trabalhos experimentais. As aplicações comerciais existentes têm as suas características de projeto e funcional sob sigilo. Por essa razão, será parte significativa deste trabalho a elaboração de critérios e metodologia de projeto e o estudo experimental de um protótipo de suspensão implementada numa carreta de pulverização agrícola, avaliada e testada em laboratório.

Capítulo 3

Modelagem e Simulações

3.1 – Descrição do sistema

O sistema de suspensão hidropneumática consiste em uma quantidade de gás confinado em uma câmara hermeticamente selada que está conectada diretamente ao cilindro hidráulico, como mostrado na Figura 3.1. A diferença comparando com o sistema de suspensão convencional está na substituição da mola mecânica por gás comprimido em uma câmara. O amortecimento é dado pelas características do orifício que conecta esta câmara ao cilindro. Conforme ocorre o deslocamento da roda, o fluido dissipa energia devido à perda de carga, passando através deste orifício, e o amortecimento do movimento então acontece.

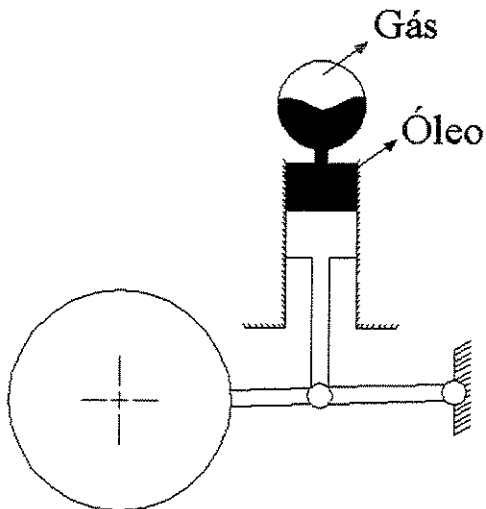


Figura 3.1 - Desenho esquemático da suspensão hidropneumática

Este sistema tem sido aplicado na indústria automobilística com o intuito de aumentar o conforto aos passageiros e também propor maior segurança na condução do veículo, pois devido à flexibilidade que a mola de gás proporciona, as rodas do veículo permanecem constantemente na superfície de rodagem.

Um dos itens mais importante neste sistema de suspensão é a câmara de gás, pois a rigidez da mola será definida basicamente pelo volume e a pressão de gás, que depende da massa do veículo e diâmetro do pistão. Em alguns veículos que possuem suspensão hidropneumática, a câmara é composta por duas metades, que unidas constituem uma esfera, e o gás é separado do fluido hidráulico por uma membrana flexível semi-esférica de borracha. A existência desta membrana faz com que, mesmo ocorrendo vazamentos de fluido hidráulico do sistema, o gás não seja expandido e com isto a sua perda é evitada, visto que o cilindro não é completamente selado. O fluido hidráulico que vaza do sistema é armazenado em um reservatório e enviado novamente para o sistema utilizando uma bomba hidráulica, mantendo-se, assim, constante a distância entre o veículo e a superfície de rodagem. O gás mais utilizado neste sistema é o nitrogênio, que quando pressurizado proporciona um ambiente estável.

A forma de controle mais simples de ser obtida neste sistema é utilizando uma válvula regulável na conexão entre o cilindro e a câmara, constituindo em um sistema semi-ativo. A abertura e fechamento gradativo desta válvula fazem com que o amortecimento seja diminuído ou aumentado, respectivamente, e assim a condição de otimização da suspensão é obtida. Uma suspensão completamente ativa pode ser obtida controlando o volume do fluido líquido ou gasoso no sistema. Esta flexibilidade de configuração constitui uma das vantagens mais destacadas das suspensões hidropneumáticas.

3.2 - Determinação Teórica da Rigidez da Mola Hidropneumática.

Para obtermos um melhor desempenho do sistema de suspensão proposto, o gás utilizado como mola deverá ser inerte, para que não ocorra variação nas suas características e também para que não ocorra contaminação do fluido de trabalho. Na determinação das características teóricas da mola levaremos em conta esta consideração.

Para a simplificação dos cálculos será considerado o modelo do gás ideal e processo isotérmico, ou seja, o processo de compressão e expansão dos fluidos ocorre à temperatura constante. Estas considerações não correspondem exatamente à realidade, já que o gás a alta pressão não possui um comportamento de gás ideal, e que devido ao trabalho recebido pelo sistema, ocorre aquecimento do gás. Se a frequência da força de excitação for alta, fazendo com que não haja tempo suficiente para troca de calor entre o gás e o meio ambiente, a temperatura do fluido irá se alterar e ocorrerá o efeito de histerese, como citado no Capítulo 2 deste trabalho. O comportamento de um gás ideal pode ser descrito pela equação $PV^k = nRT$, onde o expoente k pode variar de 1 a 1,4. Quando k assume o valor 1, a equação anterior descreve o comportamento do gás num processo isotérmico. Já quando k assume o valor 1,4 a equação corresponde a um processo adiabático. O gás confinado no interior da câmara de expansão da suspensão irá apresentar um comportamento intermediário entre os extremos descritos. Considerando que os ensaios a serem realizados são em baixas frequências, que não é possível verificar, nesta etapa do trabalho, experimentalmente qual o comportamento real, e que o objetivo do modelo é verificar qualitativamente o comportamento da suspensão, o qual não é alterado pela escolha do comportamento, será assumido o modelo isotérmico ($k=1$) para as simulações.

Considerando as hipóteses acima citadas, temos:

$$PV=nRT \quad (01)$$

sendo que

$$PV = \text{constante} \quad (02)$$

Para determinarmos a expressão da rigidez do sistema de suspensão hidropneumática em função do deslocamento da roda, devemos desenvolver a equação que represente a força (F) exercida pelo cilindro em relação ao deslocamento (Δ_x) do mesmo. Na determinação da rigidez, o estado inicial é aquele onde a força atuante no cilindro é nula para $\Delta_x=0$. Esta condição só acontece quando a pressão dentro da câmara de gás é igual à pressão atmosférica. Na Figura 3.2(a) e (b) estão demonstrados esquematicamente as forças e as pressões atuantes no sistema de suspensão hidropneumática na condição inicial e numa condição genérica, respectivamente.

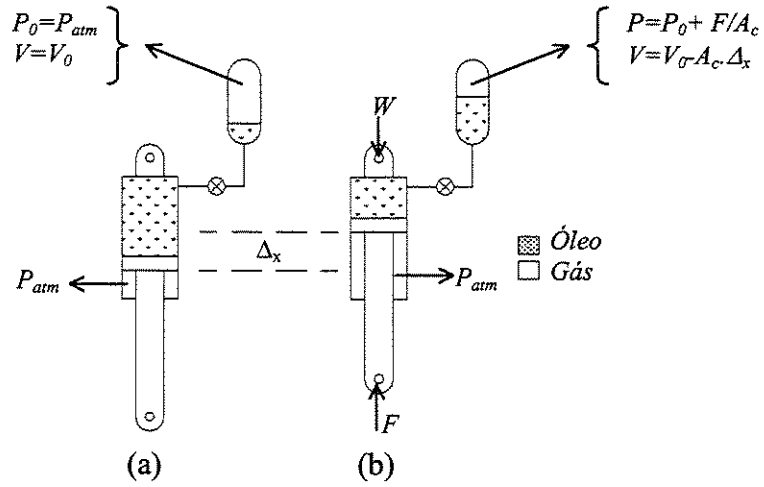


Figura 3.2 – Forças e Pressões atuantes na suspensão hidropneumática.

Para cada deslocamento Δ_x do êmbolo, devido a atuação da força (F) na roda do veículo, um volume deslocado de óleo, $V_d = \Delta_x A_c$, será decrescido ou acrescido do volume inicial (V_0) do gás na câmara, ou seja, o volume final de gás na câmara será

$$V = V_0 - \Delta_x A_c \quad (03)$$

Da equação (02) e (03) temos que:

$$P_0 V_0 = P(V_0 - \Delta_x A_c) \quad (04)$$

Sendo a pressão dentro da câmara após a aplicação da força F na roda dada por

$$P = \frac{F}{A_c} + P_0 \quad (05)$$

substituindo (05) em (04) temos que

$$\frac{F}{A_c} + P_0 = \frac{P_0 V_0}{V_0 - \Delta_x A_c} \quad (06)$$

$$F = A_c \left(\frac{P_0 V_0}{V_0 - A_c \Delta_x} - P_0 \right) \quad (07)$$

Como pode ser visto o comportamento da força em função do deslocamento do êmbolo é não linear, logo o coeficiente de rigidez do sistema, K_s , não é constante como nos sistemas de suspensões convencionais que utilizam molas mecânicas. Para determinarmos a rigidez do sistema de suspensão hidropneumática adotaremos que, para cada deslocamento da roda, e consequentemente do cilindro, a rigidez será dada por

$$K_s = \frac{F}{\Delta_x} \quad (08)$$

Logo temos a rigidez em função do deslocamento dada por

$$K_s(\Delta_x) = \frac{P_0 A_c^2}{V_0 - A_c \Delta_x} \quad (09)$$

A rigidez acima foi definida em relação ao ângulo da secante que vai de zero ao ponto (F, x) , em vez da definição tradicional dada pela tangente. Isto se justifica pelo fato que a segunda definição é válida para pequenos deslocamentos, o que não é o caso da suspensão hidropneumática e que, pela definição adotada, sempre será obtida a força real feita pela mola para qualquer deslocamento da roda.

Na equação (09) podemos notar que a rigidez do sistema de suspensão não depende da forma da câmara onde está confinado o gás, mas somente da pressão e volume inicial do gás. Esta condição é muito importante para a otimização econômica do projeto, pois uma câmara que possua uma forma simples e de fácil confecção pode ser adotada, otimizando os processos de fabricação e, consequentemente, os custos. Como a pressão do gás na condição de equilíbrio depende da carga sobre a carreta e do diâmetro interno do cilindro hidráulico, a maneira mais prática para variar a rigidez da mola hidropneumática é alterando o volume inicial de gás, visto que a alteração do cilindro pode vir a acarretar custos adicionais ao projeto. Um ponto importante

que deve ser considerado no projeto da mola hidropneumática, e que pode ser observado na equação (09), é que na medida em que o peso W do veículo é alterado, a pressão e o volume do gás também são alterados, implicando em alterações na rigidez da mola hidropneumática.

3.3 – Determinação do Volume Inicial de Gás.

Para determinar as dimensões da câmara, primeiramente devemos determinar qual característica de desempenho será exigida da suspensão, sendo que esta deverá atender às condições originais idealizadas no projeto do veículo. Os parâmetros fundamentais que devem ser determinados, para atenderem as exigências do projeto, são o amortecimento e a rigidez da suspensão, sendo que, no sistema de suspensão hidropneumática, várias variáveis determinam a rigidez do sistema, como visto na equação (09). Uma vez fixado o diâmetro interno do cilindro e a carga do veículo, o volume inicial de gás da mola hidropneumática irá determinar a rigidez da suspensão. Esta é uma vantagem, pois para qualquer alteração nas condições iniciais de projeto, as características da suspensão podem ser alteradas apenas mudando o volume de gás na câmara.

O critério para determinação da rigidez da mola hidropneumática e, consequentemente, o volume inicial de gás adotado neste trabalho admite um deslocamento máximo (x_m) para o eixo do veículo relativamente ao chassi na condição de carga máxima, considerando as condições de uso e as limitações construtivas. Este critério é normalmente utilizado em situações onde a restrição de deslocamento do eixo em relação ao veículo é importante para que as condições adotadas no projeto sejam mantidas dentro de parâmetros considerados ideais. Neste critério, a condição mais severa de carga considerada é aquela onde o veículo possui o maior valor da força estática (f_{em}) multiplicado pelo fator de carga dinâmica (f_d). O fator de carga dinâmica é obtido através de medições feitas durante o uso do veículo em condições reais, onde são instalados alguns sensores em locais estratégicos para determinar as condições de conforto e segurança. O fator de carga dinâmica é então utilizado pelo projetista no dimensionamento dos sistemas de suspensões e também nos cálculos estruturais dos demais componentes dos veículos. Na Figura 3.3 está demonstrado esquematicamente a variação da carga e a consequente alteração da posição do cilindro.

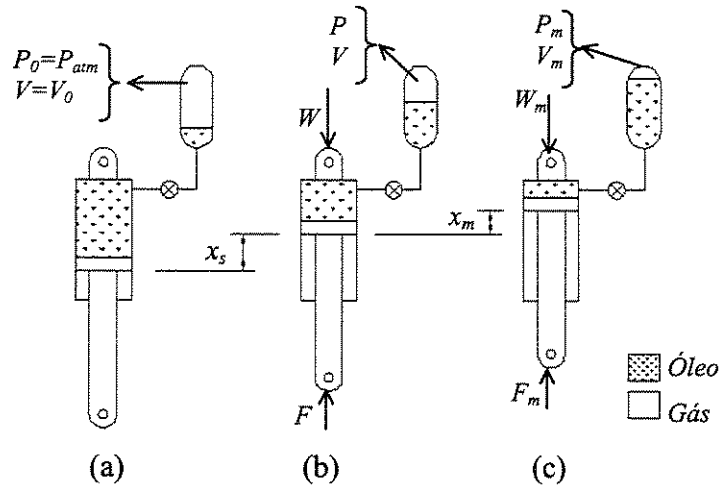


Figura 3.3 – Determinação do volume inicial de gás na câmara.

Na Figura 3.3(a) está demonstrada a condição de carga em que a força atuante no cilindro é nula e a posição (x) do êmbolo é considerado como zero. Nesta condição a pressão interna da câmara de gás é a pressão atmosférica, ou seja, a mesma pressão atuante no lado externo do êmbolo do cilindro. A partir deste ponto, qualquer variação na força atuante no cilindro proporcionará uma alteração na posição do mesmo. Na Figura 3.3(b) temos o peso estático máximo que a carreta irá transportar atuando e, tendo como resultado uma pressão (P) e um volume (V) na câmara. Nesta condição, o deslocamento estático do cilindro é x_s . Na Figura 3.3(c), a condição de carga atuante é a dinâmica, ou seja, a maior condição de carga estática multiplicada pelo fator de carga dinâmica, resultando em uma pressão (P_m) e um volume (V_m) na câmara. O deslocamento x_m é o deslocamento que será adotado como o deslocamento máximo permitido a partir do deslocamento estático, referente à condição de carga estática máxima que irá atuar no veículo.

Sendo assim, considerando os estados (a) e (b) da Figura 3.3 temos que:

$$P_0 V_0 = PV = P(V_0 - A_c x_s) \quad (10)$$

$$V_0 = -\frac{A_c x_s P}{P_0 - P} \quad (11)$$

Para eliminarmos x_s da equação (11), devemos considerar os estados (a) e (c) da Figura 3.3 acima, uma vez que o valor de x_m é conhecido. Então temos

$$P_0 V_0 = P_m V_m \quad (12)$$

$$P_0 V_0 = P_m (V_0 - A_c (x_s + x_m)) \quad (13)$$

Isolando x_s na equação (13) e substituindo em (11) temos que a expressão para determinar o volume inicial de gás na câmara, segundo o critério descrito acima, é dado por

$$V_0 = \frac{A_c P_m P x_m}{P_0 (P_m - P)} \quad (14)$$

Na Figura 3.4 estão traçadas algumas curvas de rigidez da mola hidropneumática para diferentes condições de carregamento em função do deslocamento do cilindro. Essas curvas foram obtidas através do programa *Rigidez* do Anexo I. Este programa foi desenvolvido em linguagem Matlab e consiste de um módulo de entrada de dados e outro onde são calculados a área do cilindro, as pressões e o volume inicial de gás dentro da câmara. A partir daí é gerado um vetor denominado “z” que representa o deslocamento Δx do cilindro que é utilizado para obtenção dos vetores de rigidez, e finalmente um módulo para desenhar o gráfico da rigidez em função do deslocamento do cilindro. Um ponto importante a ser observado é que para cada condição de carga diferente, o valor do deslocamento estático do cilindro (x_s) para esta condição é calculado e acrescido ao vetor de deslocamento, ou seja, o volume de óleo deslocado para dentro da câmara de gás, devido ao deslocamento estático do cilindro decorrente somente da alteração da condição de carga, é subtraído do volume inicial de gás. Na prática isto significa que para cada aumento de carga estática que ocorrer e consequente deslocamento do cilindro para uma nova posição de equilíbrio, uma correção desta altura deverá ser feita introduzindo óleo para dentro do sistema até que o êmbolo volte para a posição zero. Isto deve ser feito pois qualquer aumento de carga no sistema, acarretará na alteração da altura do veículo, que deve ser compensada mediante a adição de óleo. Um ponto importante é que a introdução de óleo no sistema não altera em nada a rigidez

dada pela equação (09), uma vez que isto não altera a pressão nem o volume de gás dentro da câmara. Os parâmetros adotados na obtenção desta curva foram os seguintes:

Deslocamento máximo do cilindro	$x_m = 50 \text{ mm}$
Diâmetro interno do cilindro	$d_c = 50 \text{ mm}$
Fator de Carga Dinâmica	$f_d = 3$
Carga estática máxima encontrada no veículo	$W = 8829 \text{ N}$
Pressão atmosférica	$P_0 = 101325 \text{ Pa}$

Na Figura 3.4 está demonstrado a situação onde há uma grande variação de carga sobre o veículo, como é o caso de pulverizadores agrícolas, onde o volume da carga diminui ao longo de sua aplicação. A relação de carga entre o veículo cheio e vazio pode ser aproximadamente 4 e o comportamento do sistema se altera ao longo do tempo em uso, constituindo portanto um problema não-estacionário. Percebe-se que a medida que a massa é decrescida a rigidez da mola também decresce, pois a pressão se tornar menor e o volume de gás na câmara é aumentado, segundo a equação (04).

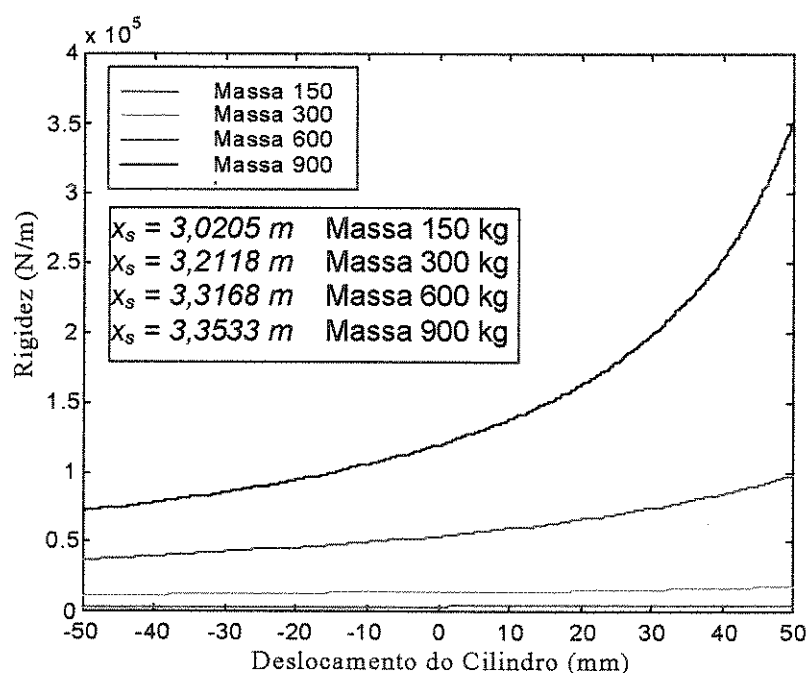


Figura 3.4 – Curva de Rigidez da Suspensão Hidropneumática

O valor da rigidez na posição de deslocamento do cilindro igual a zero corresponde à rigidez do sistema, para as respectivas condições de carga, na posição de equilíbrio estático (x_s). Os valores dos deslocamentos para cada condição de carga, mostrado na Figura 3.4, são importantes na definição do volume da câmara, pois definem quanto de óleo, em função da área do cilindro, será deslocado da ou para a câmara, alterando o volume inicial de gás obtido pela equação (14). É necessário que o volume da câmara seja igual ou maior que o maior volume de gás obtido.

É importante notar que a rigidez da mola cresce drasticamente com a chegada do cilindro em sua posição de fim de curso, pois o volume de gás dentro da câmara se torna muito pequeno e a pressão muito grande. Esta é uma vantagem da mola hidropneumática com relação às molas convencionais, pois quando há um deslocamento muito grande do cilindro, maior do que foi previsto no dimensionamento da suspensão, a rigidez aumenta de forma muito rápida, impedindo que o mesmo chegue ao fim de curso, evitando que ocorram interferências entre as partes do veículo, como por exemplo, entre o eixo da roda e o chassi.

Outro fator que deve ser levado em consideração é a resistência mecânica necessária para a câmara de gás, incluindo a conexão com o cilindro, uma vez que normalmente a área interna do cilindro é relativamente pequena e as cargas altas, resultando em pressões elevadas neste sistema. Neste trabalho as pressões internas na câmara são superiores a 10 Mpa.

3.4 – Análise de Desempenho da Suspensão Hidropneumática

3.4.1 - Modelagem da Suspensão

Para modelarmos a suspensão hidropneumática utilizaremos o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo como mostrado na Figura 3.5. Esse modelo é assim conhecido pois toma como base apenas um quarto do veículo convencional de quatro rodas, ou seja, apenas uma roda. Ele foi escolhido pois é mais simples de modelar matematicamente e também facilita o trabalho computacional, uma vez que mais partes do veículo implicariam em um número maior de graus de liberdade para o sistema. Como o objetivo, nesta etapa do trabalho, é a avaliação de desempenho de um sistema

hidropneumático independente em comparação ao sistema de suspensão convencional e identificar quais parâmetros tem influências significativas no desempenho do sistema, este modelo apresenta-se bastante adequado. Este modelo é o mesmo utilizado para suspensões convencionais, sendo que a única diferença está na rigidez da mola que, neste caso, é constante.

Na Tabela 3.1 estão descritas as variáveis que aparecem no modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo.

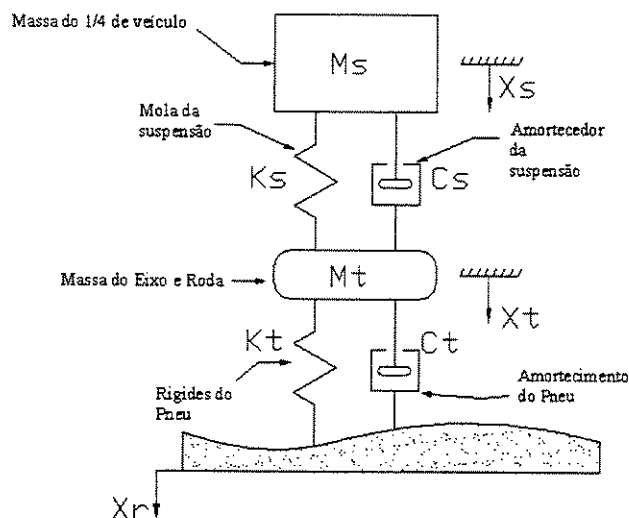


Figura 3.5 – Diagrama do sistema de suspensão de $\frac{1}{4}$ de veículo.

Tabela 3.1 – Variáveis utilizadas no modelo passivo

Variável	Unidades	Descrição da Variável
k_s	N/m	Constante de rigidez da mola da suspensão.
k_t	N/m	Constante de rigidez do pneu.
c_s	N/m	Amortecimento da suspensão.
c_t	N/m	Amortecimento do pneu.
x_s	m	Deslocamento vertical do centro de massa suspensa.
x_t	m	Deslocamento do centro de massa do eixo e roda da suspensão.
x_r	m	Perfil do solo de rodagem.
m_s	kg	Massa do $\frac{1}{4}$ de veículo.
m_t	kg	Massa do eixo e roda da suspensão.

O modelo do sistema de suspensão passiva pode ser descrito a partir das equações diferenciais a seguir, como demonstrado em Thomson (1978).

$$m_s \ddot{x}_s - (\dot{x}_t - \dot{x}_s)c_s - (x_t - x_s)k_s = 0 \quad (15)$$

$$m_t \ddot{x}_t + (x_t - x_s)k_s + (\dot{x}_t - \dot{x}_s)c_s - (x_r - x_t)k_t - (\dot{x}_r - \dot{x}_t)c_s = 0 \quad (16)$$

Rearranjando as equações (15) e (16) na forma matricial e passando para o lado direito os termos que dependem do perfil do terreno x_r , que assumiremos como conhecido neste estudo, temos a equação (17) a seguir,

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_t \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s & -c_s \\ -c_s & c_s + c_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_t \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -k_s \\ -k_s & k_s + k_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_s \\ x_t \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ c_t \dot{x}_r + k_t x_r \end{Bmatrix} \quad (17)$$

Este sistema, como pode ser observado, é de dois graus de liberdade. A variável x_r representa o deslocamento imposto no pneu devido às imperfeições no solo de rodagem e a equação leva em consideração os esforços que são transmitidos ao sistema como consequência desses deslocamentos. É assumido que estes são os únicos esforços externos agindo na estrutura, e por isso aparece o valor zero na primeira coordenada do vetor dos termos independentes. Na equação (17) não foi considerado a força peso e também o deslocamento inicial da suspensão e do pneu devido ao peso do veículo, visto que isto não influencia na dinâmica do sistema. Ou seja, é admitido que os deslocamentos são medidos a partir da posição de equilíbrio estático. A força de atrito também não foi considerada no modelo matemático, pois o objetivo é estudar o comportamento do sistema utilizando a mola hidropneumática, e não reproduzir o comportamento da bancada experimental. Estando no formato matricial, a equação (17) pode agora ser facilmente implementada em computador utilizando um integrador numérico com o objetivo de estudar o comportamento do sistema para diferentes configurações.

3.4.2 - Integrador Numérico.

Após analisadas diversas alternativas, foi escolhido o método de integração de Newmark, que é um integrador implícito direto no domínio do tempo, por tratar-se de um integrador adequado para a obtenção de resposta de sistemas não-lineares, e por ser incondicionalmente estável quando respeitadas certas condições. O algoritmo utilizado para implementar este integrador é basicamente o apresentado em Bathe e Wilson (1976).

Para garantir a estabilidade foram utilizados os parâmetros α e δ iguais a 0,25 e 0,50, respectivamente, e também foi respeitado o uso de um passo de integração (dt) igual a 1/10 do menor período contido no sinal de excitação. O menor período corresponde à maior frequência. Como a frequência de Nyquist é igual a $1/(2dt)$, a condição é satisfeita se é garantido que a maior frequência contida no sinal é menor do que 1/5 da frequência de Nyquist, como descrito por Meirelles (1989).

Para a realização desta etapa do trabalho foram desenvolvidos dois programas de simulação computacional utilizando a linguagem Matlab². O primeiro identificado pelo nome de *Newmark2g* e o segundo pelo nome de *Newmarkc2g*, para o sistema utilizando suspensão hidropneumática e convencional, respectivamente. O anexo II mostra o programa *Newmark2g*. É calculada a resposta do sistema no domínio do tempo a uma dada excitação, mostrando como resultado final o gráfico do deslocamento da massa suspensa. Este programa é constituído de quatro módulos. O primeiro módulo lê todos os dados iniciais necessários para o dimensionamento do volume inicial de gás e simulação dinâmica, tais como fator de carga dinâmica, máximo deslocamento permitido à roda, condições de carga, dimensões do cilindro, sinal de excitação, amortecimento da suspensão e deslocamento, velocidade e aceleração inicial. A rigidez do pneu é previamente estimada e incorporada ao modelo.

O segundo módulo do programa é responsável por gerar o vetor de excitação que será empregado na integração numérica. O intervalo de integração é definido de forma a respeitar as restrições descritas no parágrafo anterior. Sendo assim, a excitação do sistema é o deslocamento

² Utilização do software Matlab Versão 5.2 – The Math Works, Inc.

do perfil da pista ao qual o veículo é submetido, podendo ser representado por qualquer sinal. No presente trabalho o sinal escolhido foi uma excitação senoidal pois ela possibilita obter a resposta em frequência harmônica do sistema linear ou não, que é importante para a simulação e interpretação dos resultados. Entretanto, outros perfis de pista podem ser empregados visando avaliar o desempenho da suspensão nas mais variadas condições.

O terceiro módulo é o mais importante, pois é responsável efetivamente pelo processo de integração. A integração é realizada, dentro de um “looping”, de maneira matricial, pois o sistema possui dois graus de liberdade. O *Newmark2g* a cada passo de integração, além de calcular os deslocamentos em função do tempo, também atualiza o valor da rigidez da suspensão hidropneumática, pois esta não é constante e sim variável de acordo com o deslocamento do cilindro, ou seja, pela diferença entre o deslocamento do veículo e da roda naquele instante da integração, tal como mostrado na Equação (09). Para a suspensão convencional esta atualização não é necessária.

O quarto e último módulo é responsável pela exibição dos resultados de forma gráfica utilizando os vetores onde foram armazenados os resultados de cada passo da integração ponto a ponto.

O segundo programa, nomeado de *Ressonancia2g* e *Ressonancia2g*, para a suspensão hidropneumática e convencional, respectivamente, monta a curva de amplitude da resposta do sistema em função da frequência de excitação. O anexo III mostra o programa *Ressonancia2g*. A resposta mostrada será o deslocamento máximo da massa do veículo em função da frequência de excitação, em regime estacionário. Este tipo de resposta foi escolhido por ser o deslocamento uma das mais importantes variáveis na análise de desempenho de suspensões, além do que, para a obtenção da resposta em aceleração, basta derivar duas vezes o sinal encontrado. Para chegar ao resultado desejado, o programa varia a frequência de excitação em pequenos incrementos, e a cada passo executa uma subrotina que é o programa descrito acima nesta seção. O número de ciclos ao qual é submetido o sistema a cada incremento de frequência é muito importante pois, para se obter o valor máximo do deslocamento, é necessário esperar que o transiente tenha sido superado, ou seja, que a resposta no tempo tenha se estabilizado. Com todas estas informações o

programa mostra em um gráfico a relação entre o deslocamento máximo da massa do veículo e a frequência de excitação. Em todo este processo a amplitude da excitação permanece inalterada. Portanto a curva obtida é qualitativamente semelhante à FRF obtida por varredura senoidal, de um sistema linear ou localmente linearizado.

3.4.3 - Determinação do Amortecimento da Suspensão

A determinação do amortecimento de um sistema de suspensão é de extrema importância para que as características de conforto e segurança sejam atingidas conforme exigências do projeto. A escolha do valor deste amortecimento não é uma tarefa fácil de ser resolvida matematicamente, devido às inúmeras variáveis existentes e que devem ser levadas em consideração no modelo matemático. A determinação do amortecimento ideal de um veículo normalmente é feito através de testes práticos, onde são testados diferentes valores de amortecimento e a escolha é feita por alguns pilotos de prova que utilizam sua experiência na otimização da suspensão.

Na análise de sistemas dinâmicos de um grau de liberdade com amortecimento viscoso, o *fator de amortecimento* ξ é definido por Thomson (1978) como sendo

$$\xi = \frac{c_s}{2\sqrt{k_s m_s}} \quad (18)$$

Este coeficiente fornece um bom indicativo do comportamento dinâmico do sistema, em função da massa m_s , rigidez k_s a amortecimento c_s . O valor $2\sqrt{k_s m_s}$ é chamado “amortecimento crítico”, e é o valor limite de amortecimento, acima do qual o comportamento livre do sistema não é mais oscilatório. O fator de amortecimento é uma medida da quantidade de amortecimento presente no sistema e pode ser usado para caracterizar se o sistema é sub-amortecido ($0 < \xi < 1$), amortecido criticamente ($\xi = 1$) ou super-amortecido ($\xi > 1$).

Na equação (18) podemos observar que o fator de amortecimento pode ser alterado por três variáveis: o próprio amortecimento da suspensão, a massa do veículo e rigidez da mola. Para o

sistema de suspensão hidropneumática, uma variação no carregamento tem influência muito maior no fator de amortecimento, comparando com o sistema de suspensão convencional, pois há também uma variação na rigidez da mola.

3.4.4 - Análise da Resposta em Freqüência do Sistema.

A seguir estaremos avaliando o comportamento do fator de amortecimento da suspensão hidropneumática com o objetivo de determinarmos como os efeitos da não-linearidade da mola afetam a resposta do sistema e comparar com o comportamento de uma suspensão convencional, para as mesmas condições. Para tal, utilizaremos o modelo proposto na Figura 3.5 e os valores atribuídos aos parâmetros do modelo, comuns aos dois tipos de suspensões, são os seguintes:

$m_t = 30 \text{ kg}$	Massa da roda e eixo
$c_t = 4000 \text{ Nm/s}^2$	Amortecimento do pneu
$x_m = 50 \text{ mm}$	Deslocamento máximo da roda
$f_d = 3$	Fator de carga dinâmica
$k_t = 5297400 \text{ N/m}$	Rigidez do pneu

Para o caso da suspensão hidropneumática, os valores adotados para as dimensões do cilindro são:

$d_c = 50 \text{ mm}$	Diâmetro interno do cilindro
$l_c = 150 \text{ mm}$	Curso total do cilindro

A rigidez da suspensão convencional foi determinada considerando-se o mesmo critério utilizado para a mola hidropneumática, ou seja, deformação de 50 mm para um acréscimo de 3 vezes o peso máximo do veículo. Na análise de desempenho da suspensão hidropneumática será considerado o caso de um sistema não estacionário, onde ocorre variação considerável da massa do veículo durante o seu uso, como por exemplo pulverizadores agrícolas, veículos de cargas, etc. Esta escolha foi feita em função de que nesta situação, a variação de carga implica diretamente em diferentes comportamentos do veículo.

Será feita uma análise considerando-se três casos diferentes de cálculo do fator de amortecimento e comparando qual a influência deste no desempenho de um veículo utilizando suspensão hidropneumática e o mesmo veículo utilizando uma suspensão convencional. O fator de amortecimento escolhido na condição de carregamento referência para todos os casos é ξ igual a 0,7 por se tratar de um valor usualmente adequado como ponto de partida no dimensionamento de sistemas de suspensão. Para visualizar o comportamento da suspensão hidropneumática em função do amortecimento foram estudados 3 casos: 1) O amortecimento é ajustado para apresentar ξ igual a 0,7 na condição de equilíbrio estático com uma condição de carga média e mantido constante em todas as situações. 2) O amortecimento é ajustado a cada vez que a carga muda, para apresentar ξ igual a 0,7 no equilíbrio estático para qualquer condição de carga. 3) O amortecimento é ajustado continuamente de forma a apresentar ξ igual a 0,7 em todo instante. Deve ser lembrado que, no caso da suspensão convencional, o ξ é sempre constante para a mesma condição de carga. Logo, esta última análise não se aplica para este tipo de suspensão.

Foram desenhadas curvas de respostas em amplitude de deslocamento da massa m_s em função do tempo e em função da frequência de excitação. Na análise da resposta no domínio do tempo foram utilizados os programas *Newmark2g* e *Newmarkc2g*, descritos no item 3.4.2 deste capítulo, sendo que a excitação foi um deslocamento inicial da massa m_s . Na análise da resposta em frequência, foram utilizados os programas *Ressonancia2g* e *Ressonancia2g*, também descritos anteriormente. Neste, é utilizado uma excitação senoidal, e é necessário que o tempo da excitação seja suficiente para que a resposta no tempo se estabilize. Então é armazenado o valor máximo da resposta fora do transiente do sinal no tempo em função da frequência de excitação. Em seguida é introduzido um pequeno incremento na frequência de excitação e o processo é repetido até varrer toda a faixa de frequência de interesse.

1º Caso: Influência da variação de massa quando o fator de amortecimento é fixado em função da condição de carga média.

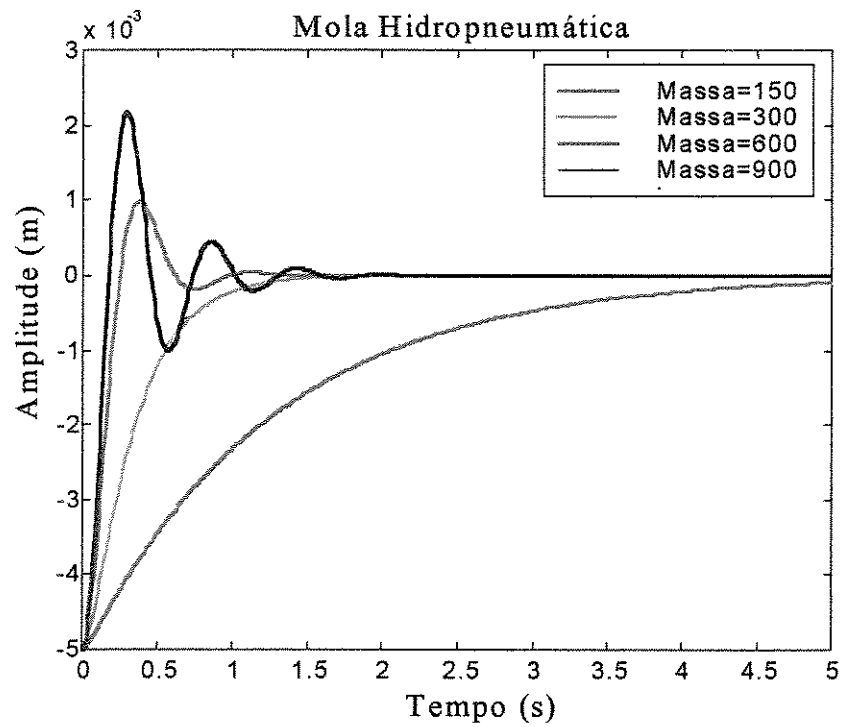
Neste primeiro caso analisado, o amortecimento é calculado considerando a situação de carga média sobre o veículo a partir de um fator de amortecimento preestabelecido ($\xi = 0,7$). Para a suspensão convencional, o valor da rigidez da mola será constante para qualquer que seja a

condição de carga, e o amortecimento pode ser calculado utilizando-se a equação (12). Na Tabela 3.2 estão os valores dos parâmetros para cada tipo de suspensão. Como a variação da carga vai de 150 kg até 900 kg, a carga considerada como condição para a determinação do amortecimento foi escolhida igual a 450 kg.

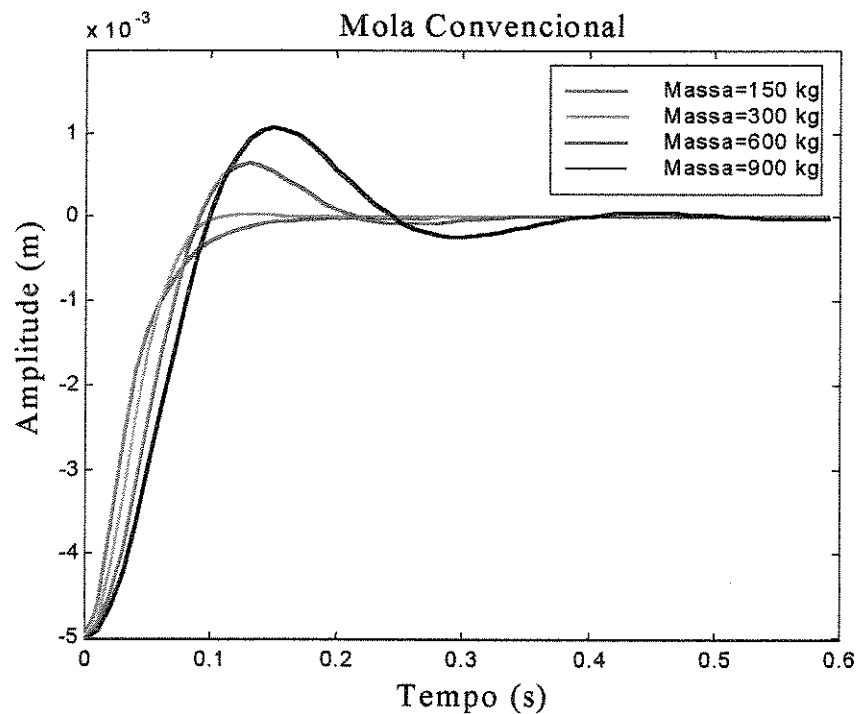
Tabela 3.2 – Valores dos parâmetros para os dois tipos de suspensões para o 1º Caso.

m_s [kg]	Suspensão Hidropneumática			Suspensão Convencional		
	k_s [N/m]	c_s [Ns/m]	ξ	k_s [N/m]	c_s [Ns/m]	ξ
900	119475,5	5245,78	0,25	529740	21615,52	0,49
600	54276,8	5245,78	0,46	529740	21615,52	0,61
450	31199,8	5245,78	0,7	529740	21615,52	0,7
300	14471,0	5245,78	1,26	529740	21615,52	0,86
150	4090,4	5245,78	3,35	529740	21615,52	1,21

O valor do amortecimento adotado para condição de carga média, $\xi = 0,7$, fornece um comportamento levemente sub-amortecido. Podemos observar que, na medida em que a massa sobre o veículo diminui, os valores do fator de amortecimento da suspensão para os dois modelos de suspensão aumentam e chegam ao caso de super-amortecimento e, com o aumento da massa sobre o veículo, o fator de amortecimento diminui acentuando a condição de sub-amortecimento. Esta condição é mais acentuada na suspensão hidropneumática pois, além da variação da massa, a rigidez também é modificada, e conseqüentemente há uma variação do fator de amortecimento maior do que no sistema de suspensão convencional, que possui rigidez constante. Os valores de rigidez da suspensão hidropneumática mostrados na Tabela 3.2 são os valores na condição de equilíbrio estático. Em situações de excitações cíclicas, este será aproximadamente o valor médio da rigidez ao longo do tempo, uma vez que o sistema tende a voltar sempre para a posição de equilíbrio. Na Figura 3.6(a) e (b) está mostrado o deslocamento da massa do veículo em função do tempo a partir de um deslocamento inicial igual a 5 mm, considerando os valores da Tabela 3.2, para a suspensão hidropneumática e convencional, respectivamente. Uma observação é que as curvas seriam muito parecidas para massa igual a 450 quilogramas.



(a)



(b)

Figura 3.6 - Deslocamento da massa do veículo em função do tempo – Fator de Amortecimento ajustado para a carga Média.

Pode ser observado que a suspensão convencional, nestas condições, volta ao equilíbrio muito mais rápido que a suspensão hidropneumática. Pode ser observado também na Figura 3.6 que a variação da carga tem uma influência maior no fator de amortecimento da suspensão hidropneumática que na suspensão convencional, pelo motivo já mencionado acima.

Na Figura 3.7(a) e (b) é mostrada a amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação para a suspensão hidropneumática e convencional, respectivamente, e para a mesma amplitude da perturbação.

Na Tabela 3.3 a seguir estão os valores das amplitudes máximas e as respectivas frequências em que estas ocorreram.

Tabela 3.3 – Valores das Amplitudes da resposta e Frequências para o caso 01.

m, [kg]	Mola Hidropneumática		Mola Convencional	
	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]
900	0,0822	1,76	0,0488	3,4
600	0,0490	1,4	0,0442	4,07
300	0,0330	0,77	0,0391	5,97
150	0,0306	0,37	0,0372	12,8

Podemos observar que para a suspensão hidropneumática, a medida que ocorre uma diminuição da massa, a frequência onde ocorrem as maiores amplitudes (frequência de ressonância) também decrescem. Na suspensão convencional ocorre o contrário, ou seja, a frequência onde ocorrem os maiores deslocamentos aumentam inversamente com a massa. Isto se deve ao fato de que na primeira, a rigidez diminuí com a massa e na última a rigidez permanece constante com a variação de massa, fazendo com que a relação $w_r = w_n \sqrt{1 - \xi^2}$, onde $w_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ que é o valor da frequência de ressonância para um sistema dinâmico de um grau de liberdade, tenha uma variação diferente nos dois tipos de suspensões, considerando as mesmas condições. Outro fator importante é que as amplitudes máximas das repostas em todas as condições de carga são maiores para a suspensão hidropneumática, mas acontecem para frequências mais baixas.

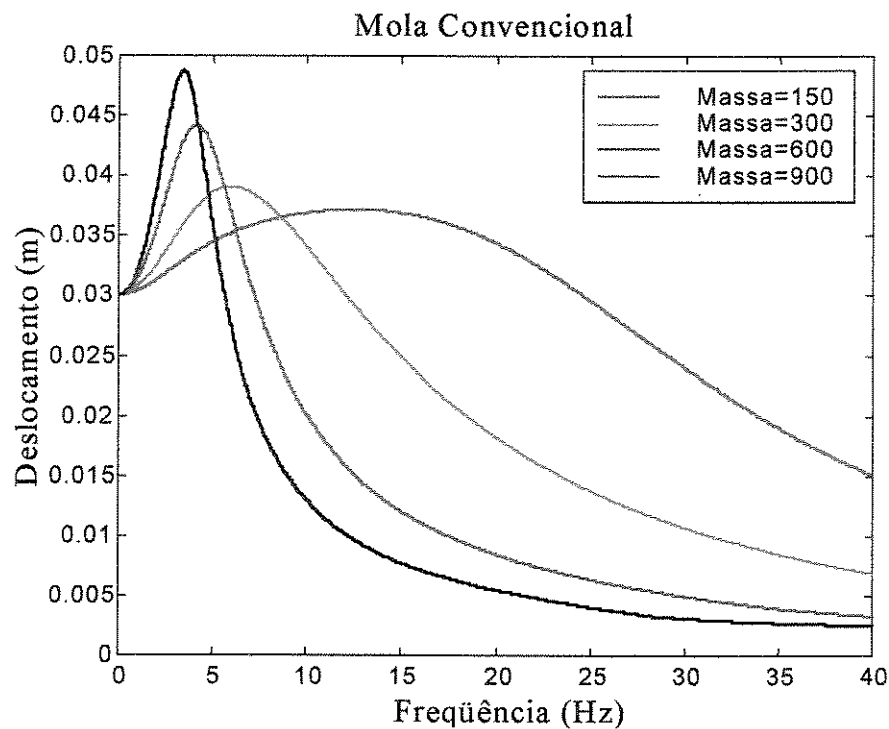
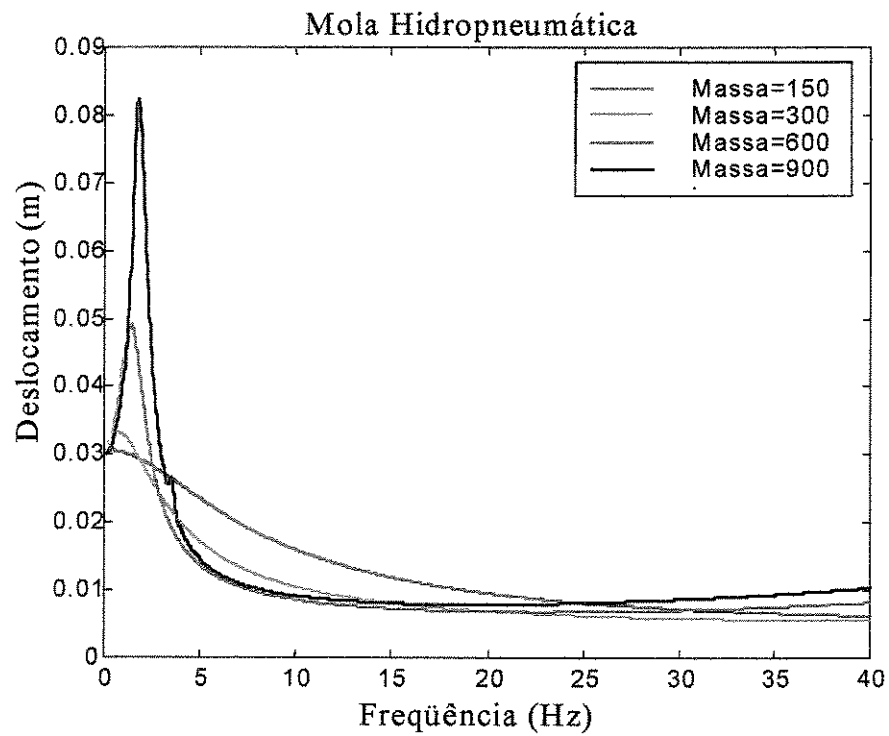


Figura 3.7 – Amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação – Fator de Amortecimento ajustado para carga média.

2º Caso: Influência da variação de massa quando o fator de amortecimento é mantido constante para qualquer condição estática.

Como já visto no caso anterior, o fator de amortecimento dos sistemas de suspensões se alteram de acordo com a variação da condição de carregamento, desde que o amortecimento seja constante. Esta condição se torna muito perceptível quando a variação de massa é muito grande. Será avaliado agora o caso onde o amortecimento da suspensão varia, permitindo que o fator de amortecimento se mantenha constante, conforme valor estabelecido no projeto, para qualquer variação da condição estática de carregamento. Esta condição de variação de amortecimento pode ser obtida através do uso de uma regulagem automática ou manual do amortecimento. Vale a pena ressaltar que esta condição considera um amortecimento que forneça um fator de amortecimento preestabelecido apenas na condição estática. Quando houver deslocamento da roda, a rigidez será alterada e consequentemente, o fator de amortecimento também será alterado.

Os valores adotados para a rigidez da mola hidropneumática no cálculo do fator de amortecimento para as diferentes condições de cargas são os mesmos utilizados nos casos anteriores, visto que somente serão alterados os valores de amortecimento. Na Tabela 3.4 estão os valores utilizados nesta análise e também os valores dos fatores de amortecimento para os deslocamentos máximos (tanto comprimindo como expandindo o gás) da roda.

Tabela 3.4 – Valores dos parâmetros para os dois tipos de suspensões para o caso 02.

m_s [kg]	Suspensão Hidropneumática					Suspensão Convencional		
	k_s [N/m]	c_s [Ns/m]	Variação do ξ			k_s [N/m]	c_s [Ns/m]	ξ
			$\xi(-50)$	$\xi(0)$	$\xi(50)$			
900	119475,5	14517,40	0,90	0,70	0,41	529740	30568,96	0,70
600	54276,8	7989,34	0,84	0,70	0,52	529740	24959,45	0,70
300	14471,0	2917,01	0,78	0,70	0,61	529740	17649,00	0,70
150	4090,4	1096,62	0,74	0,70	0,66	529740	12479,73	0,70

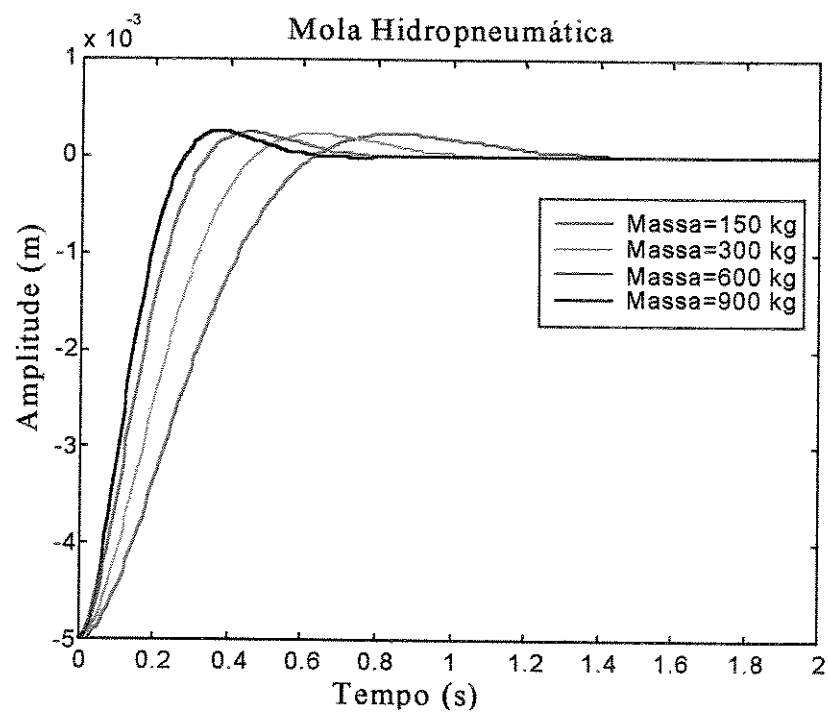
Na tabela acima, os valores de $\xi(-50)$ representam os valores dos fatores de amortecimento para a rigidez referente a uma abertura do cilindro em 50 mm, ou seja, a distância relativa entre a roda e o chassi aumentou 50 mm com relação a condição estática ($\xi(0)$ e k_s). Os valores de $\xi(50)$

significam que a rigidez adotada para o cálculo do fator de amortecimento foi considerada referente ao cilindro comprimido em 50 mm a partir da condição estática. Esta variação do fator de amortecimento não acontecerá na suspensão convencional, pois a rigidez é constante para qualquer deslocamento da roda.

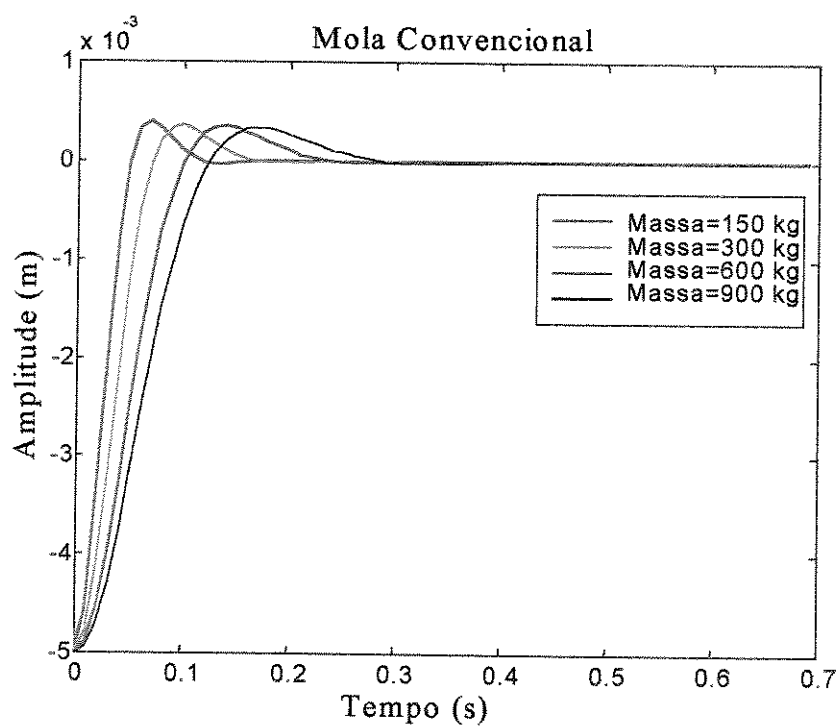
Nota-se que para manter o fator de amortecimento constante na condição estática, quando ocorrem alterações na condição de carregamento, há necessidade de se alterar o valor do amortecimento da suspensão.

Na Figura 3.8(a) e (b) está mostrado o deslocamento da massa do veículo em função do tempo a partir de um deslocamento inicial igual a 5 mm para a suspensão hidropneumática e convencional, respectivamente, considerando os valores dos parâmetros da Tabela 3.4. Podemos observar que a suspensão convencional retorna ao equilíbrio mais rápido que a suspensão hidropneumática, por ter uma rigidez mais elevada. Também devido a esta razão, o “overshoot” é maior no caso da suspensão convencional.

Na Figura 3.9 (a) e (b) é mostrada a amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação para a suspensão hidropneumática e convencional, respectivamente, e para a mesma amplitude da perturbação.



(a)



(b)

Figura 3.8 – Deslocamento da massa do veículo em função do tempo – Caso de fator de amortecimento ajustado para $\xi = 0,7$ na posição de equilíbrio estático para cada condição de carregamento.

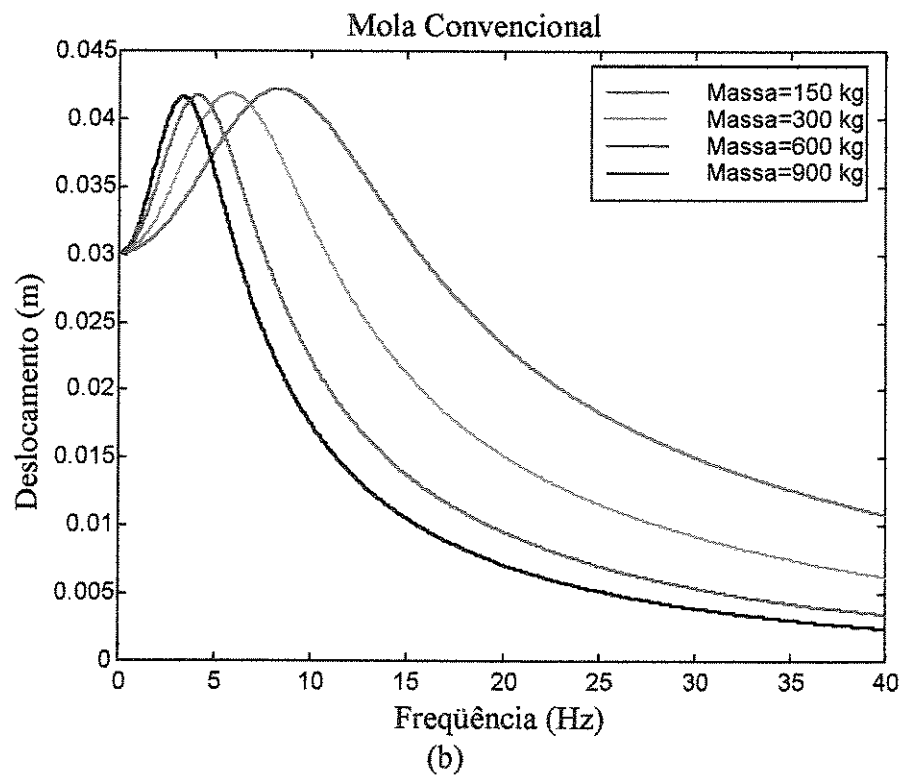
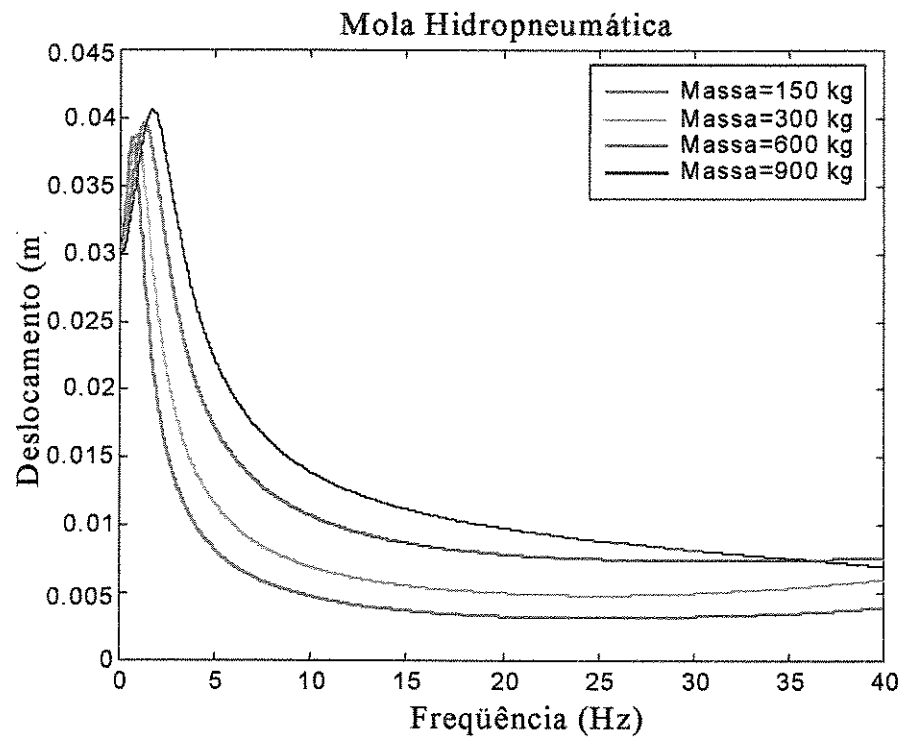


Figura 3.9 - Amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação – Caso de amortecimento constante.

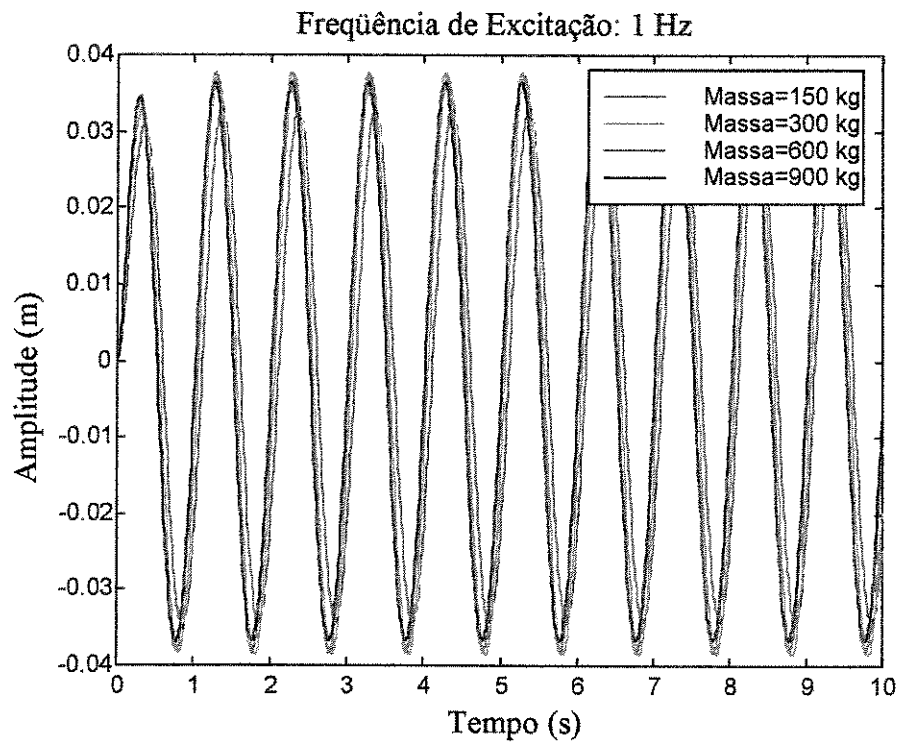
Na Tabela 3.5 estão os valores das amplitudes máximas e as respectivas frequências em que estas ocorreram.

Tabela 3.5 - Valores das Amplitudes da resposta em frequência – Caso de fator de amortecimento ajustado para cada condição de carga.

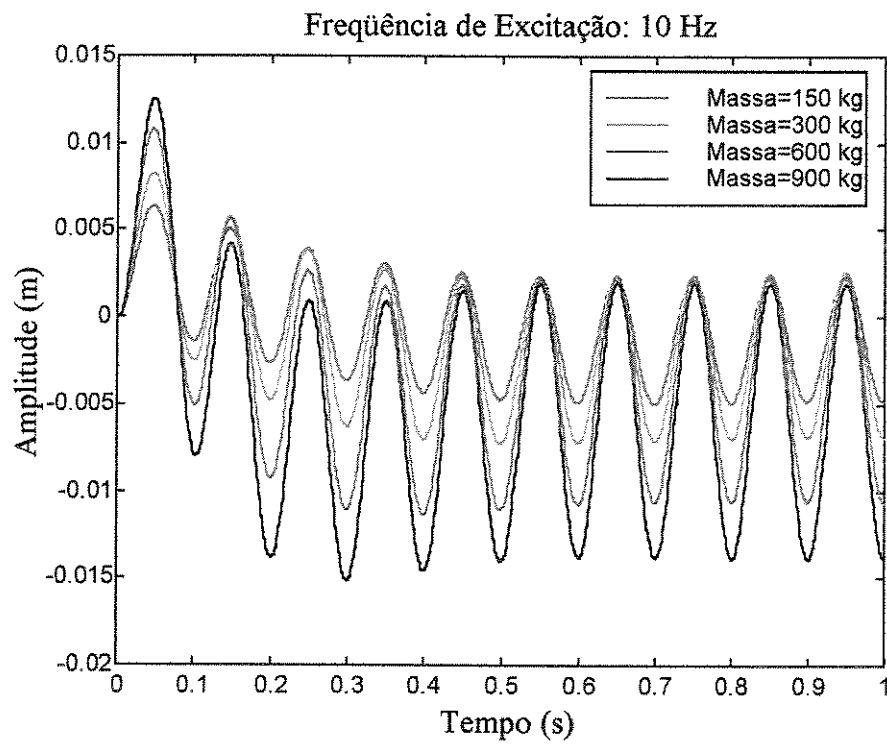
m_s [kg]	Mola Hidropneumática		Mola Convencional	
	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]
900	0,0406	1,67	0,0416	3,38
600	0,0396	1,33	0,0417	4,13
300	0,0388	0,9	0,0418	5,87
150	0,0385	0,67	0,0421	8,35

Podemos observar que, quando o carregamento diminuí, a amplitude do deslocamento também diminuí para a suspensão hidropneumática. Para a mola convencional a amplitude do deslocamento aumenta com a redução da carga. Podemos notar que esta variação é muito pequena em ambas configurações. Com relação às frequências onde ocorrem as maiores amplitudes da resposta em deslocamento, quando o carregamento diminui as frequências também diminuem, para a suspensão hidropneumática, e aumentam, no caso das suspensões convencionais. Em relação às amplitudes das respostas em deslocamento, a suspensão hidropneumática foi a que teve menores valores e todos os picos ocorreram em frequências muito mais baixas que na suspensão convencional. Desta forma, as respostas em acelerações serão menores ainda na suspensão hidropneumática do que na suspensão convencional, visto que as acelerações crescem com o quadrado da frequência, para uma mesma amplitude do deslocamento.

Na Figura 3.10 (a) e (b) estão desenhadas as respostas no tempo do sistema com suspensão hidropneumática para a frequência de 1 e 10 Hz, respectivamente, e com número de pontos igual a 1000. O sinal de perturbação é uma forma de onda senoidal com amplitude de 30 mm e os valores de amortecimento são os descritos na Tabela 3.4.



(a)



(b)

Figura 3.10 – Resposta no Tempo para a Suspensão Hidropneumática – Caso 02

Nas duas respostas mostradas na Figura acima, o deslocamento médio da carga é diferente do valor considerado equilíbrio estático, sendo que em ambos os casos, o maior deslocamento ocorre em valores negativos que, observando a Figura 3.5 (modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo), significa que o deslocamento médio está acima do equilíbrio estático (x_s igual à zero). Isto ocorre devido ao fato do decréscimo da força da mola ser menor quando o gás está sendo expandido (massa subindo) do que o aumento quando o gás está sendo comprimido (massa descendo), mesmo os deslocamentos tendo amplitudes iguais. Na suspensão convencional, este fato não ocorre pois se no equilíbrio estático a força for zero, para qualquer sentido do deslocamento da carga a variação da força atuante será igual, mas em sentidos diferentes.

3º Caso: Influência da variação de massa quando o fator de amortecimento é mantido sempre constante.

No caso 2, analisado anteriormente, para cada nova condição estática de carga o valor do amortecimento da suspensão é alterado para fornecer um fator de amortecimento desejado. Agora será analisado o comportamento da suspensão quando o valor do amortecimento é alterado constantemente para que o fator de amortecimento seja mantido sempre igual a 0,7, ou seja, sempre que ocorrer um aumento da força da mola, o amortecimento será aumentado e vice-versa. Vale ressaltar que, para a suspensão convencional, esta análise não é necessária, pois uma vez que o amortecimento foi ajustado na condição estática, este não será mais alterado devido a rigidez da mola ser constante. Portanto a situação da suspensão convencional é, neste caso, idêntica à do caso anterior.

Na Tabela 3.6 são mostrados os valores máximos e mínimos que podem ser alcançados para o amortecimento e rigidez para cada condição de carregamento. Os valores são para o deslocamento relativo entre o eixo e o chassi de -50 e 50 milímetros.

Tabela 3.6 – Valores máximos e mínimos de rigidez e amortecimento para a suspensão hidropneumática.

m_s [kg]	k_s [N/m]		c_s [Ns/m]		ξ
	$k_s(-50)$	$k_s(50)$	$c_s(-50)$	$c_s(50)$	
900	71900,0	351160,0	11261,95	24888,68	0,70
600	37536,0	97971,0	6643,97	10733,77	0,70
300	11762,0	18801,0	2629,84	3324,90	0,70
150	3644,2	4661,1	1035,08	1170,63	0,70

Na Figura 3.11 é mostrado o deslocamento da massa do veículo em função do tempo a partir de um deslocamento inicial de 5 mm. O programa utilizado nesta análise é o *Newmark2g* que a cada passo de integração atualiza a matriz de amortecimento para que o fator de amortecimento seja constantemente 0,7.

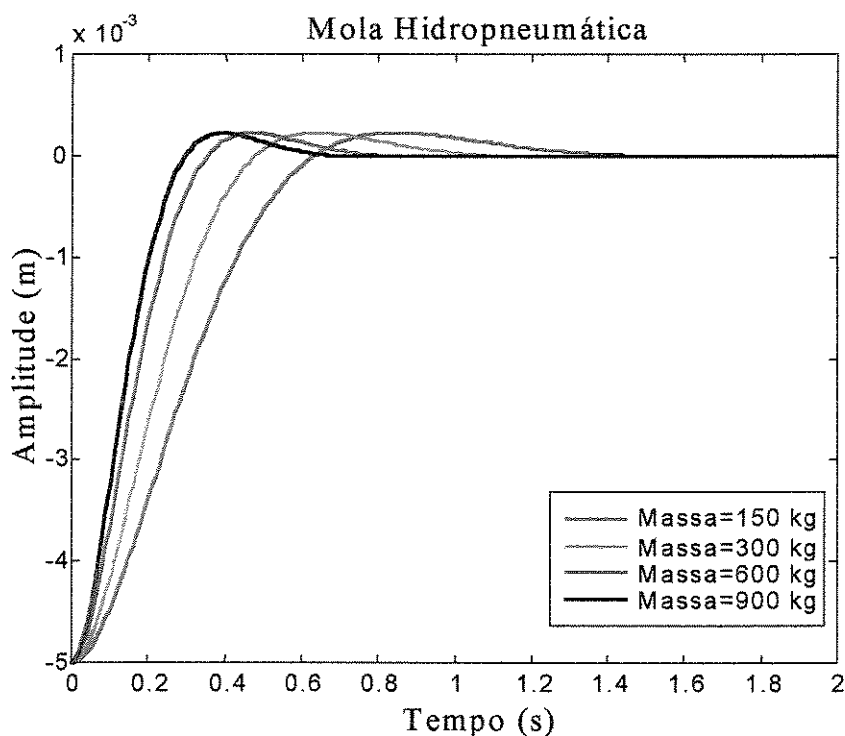


Figura 3.11 – Deslocamento livre da massa do veículo em função do tempo – Caso fator de amortecimento 0,7 constante.

A resposta no tempo a partir de um deslocamento inicial com ξ ajustado a cada passo de integração é próxima da resposta obtida na Figura 3.8, onde o fator de amortecimento é ajustado apenas para a condição estática.

Na Figura 3.12 esta mostrada a amplitude da resposta em deslocamento da massa do veículo em função da frequência de excitação para a suspensão hidropneumática. A excitação utilizada é uma forma de onda senoidal de amplitude 30 mm. Como já foi dito anteriormente, esta análise não é necessária para mola convencional, sendo a resposta a mesma obtida na Figura 3.9(b). Pode ser observado na Figura 3.12 que o sistema nestas condições não apresenta frequência de ressonância. Em frequências muito baixas, a resposta é a própria excitação.

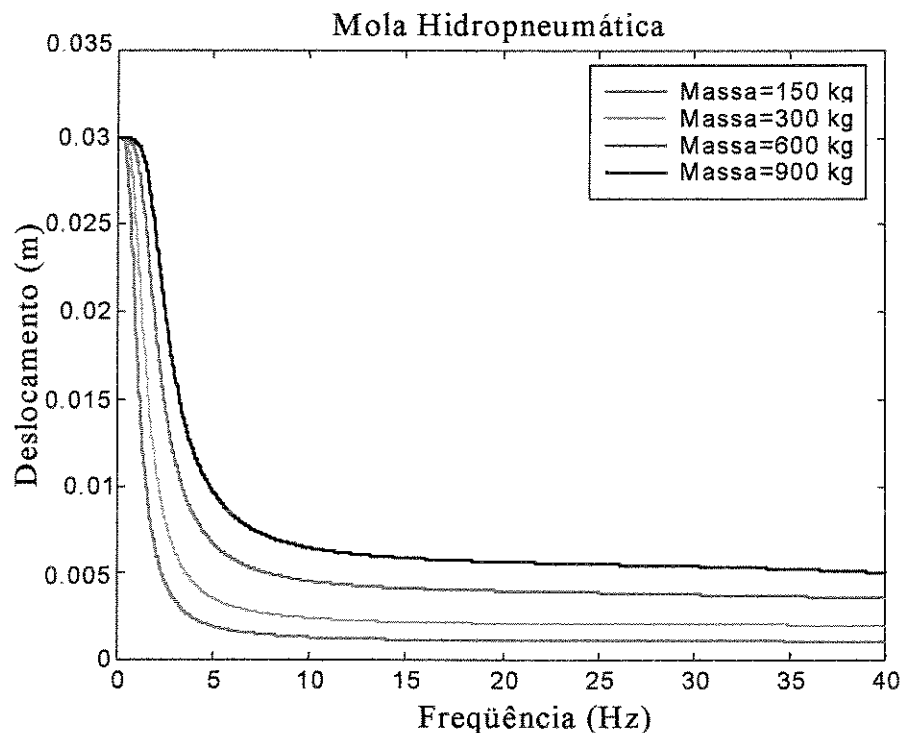
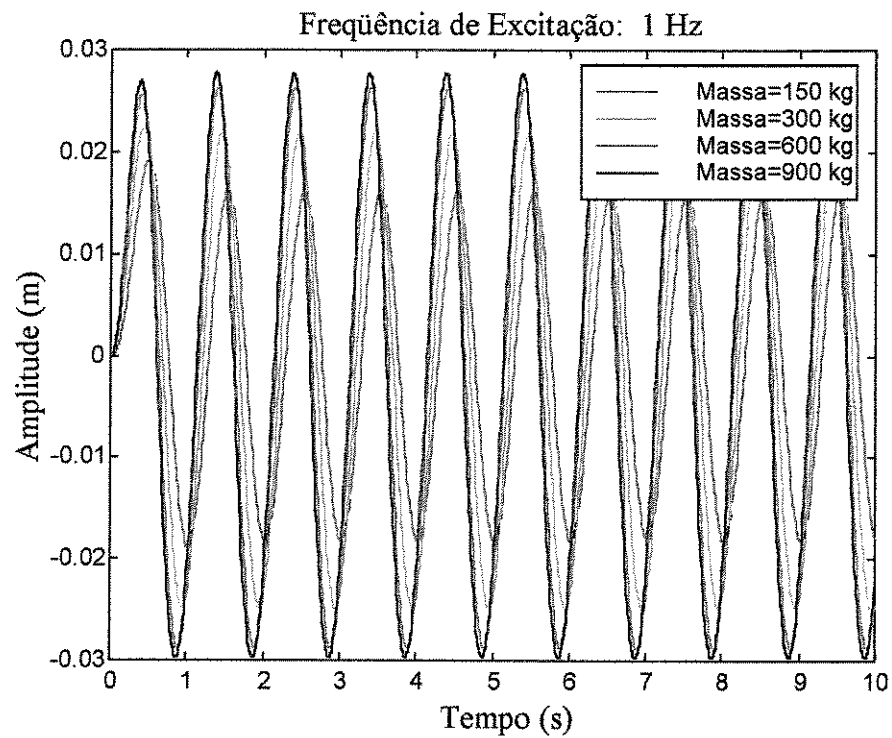
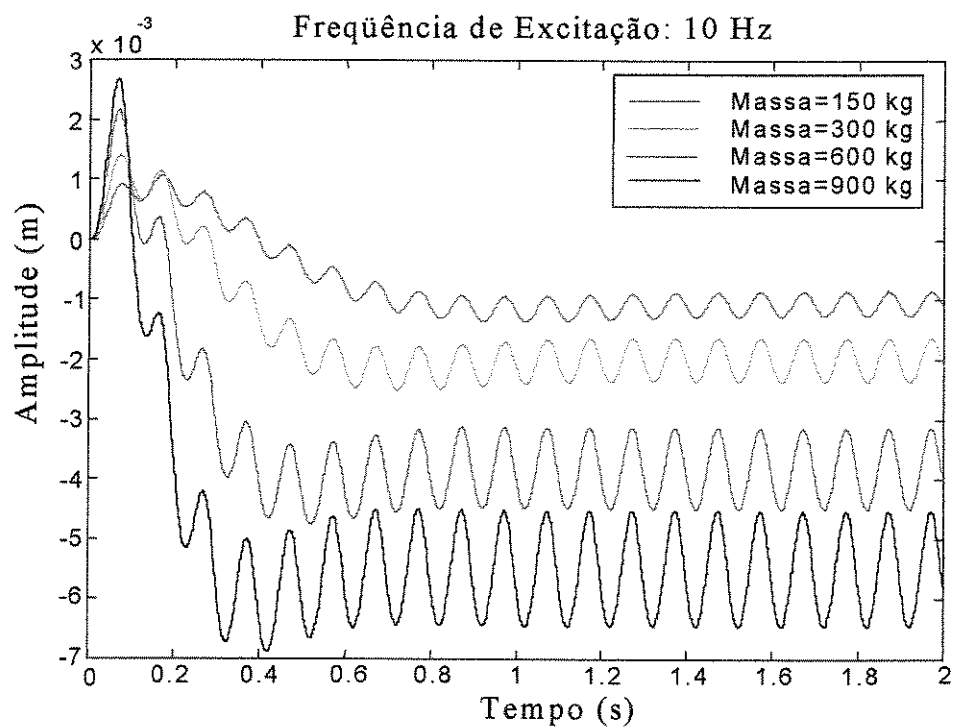


Figura 3.12 – Amplitude da resposta em deslocamento em função da frequência de excitação – Caso fator de amortecimento 0,7 constante.

Na Figura 3.13(a) e (b) estão desenhadas as respostas em deslocamento da massa do veículo no tempo para uma excitação senoidal de 30 mm de amplitude e frequência de 1 e 10 hz, respectivamente.



(a)



(b)

Figura 3.13 – Resposta no tempo para suspensão hidropneumática – Caso 03

Comparando a Figura 3.13(b) e 3.10(b), pode-se perceber que a diferença entre a força que mola exerce quando o cilindro está comprimido ou aberto também é percebida com o ξ constante, mas a resposta no primeiro caso se estabiliza em um ponto mais próximo do equilíbrio estático do que no segundo.

Nos casos analisados os resultados sugerem que o ganho a ser obtido com o uso de um controle de amortecimento semi-ativo deve ser mais significativo para a suspensão hidropneumática do que para a convencional. Somente o controle semi-ativo permite evitar situações de super-amortecimento para o veículo vazio ou amortecimento exageradamente pequeno para o veículo completamente carregado, quando a relação entre a capacidade de carga e peso do veículo é muito grande. O valor ótimo do amortecimento é difícil de ser especificado e depende do critério de otimização a ser utilizado. Critérios como Sky Hook, Ground Hook, Clipped Optimal, etc. fornecem amortecimento ótimo para cada caso, como mostrado em Picado (1998). Como o objetivo não é estabelecer qual o critério ótimo de ajuste de amortecimento, foi adotado um critério de ajuste simplificado que representa um amortecimento controlado que mantém o fator de amortecimento constante em qualquer situação.

Também é importante observar que a maior adaptabilidade da suspensão hidropneumática possibilita o uso de valores de rigidez muito menores em todas as condições, o que resulta em frequências naturais também menores e conseqüentemente acelerações nas respostas de nível mais baixo numa larga faixa de trabalho.

A rigidez na suspensão hidropneumática varia com o movimento relativo entre a massa do veículo e a massa do pneu e eixo. Esta característica evita que o sistema entre em ressonância, uma vez que sempre que ocorrer uma grande amplitude de deslocamento de uma das massas em determinada frequência de excitação, a rigidez instantaneamente será alterada e, conseqüentemente a sua frequência natural.

A alteração da altura média em função da amplitude das oscilações, observada nas Figuras 3.10 e 3.13, mostram a necessidade de se utilizar controle automático de altura em veículos com suspensões hidropneumática.

Capítulo 4

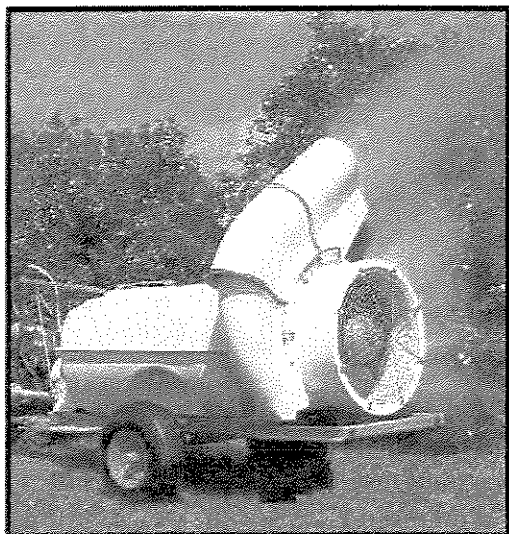
Aplicação a um Caso Real

4.1 – Descrição do Modelo de Aplicação

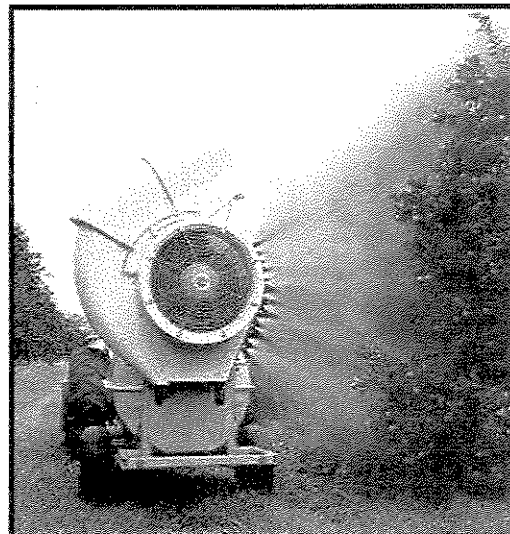
Existem alguns estudos de aplicação de sistemas de suspensão hidropneumática em veículos de passeio com o intuito de aumentar o conforto e segurança dos passageiros com excelentes resultados. Outros estudos mostram a aplicação do mesmo sistema de suspensão em veículos de transporte pesado onde o controle de altura é fundamental para que o comportamento do veículo seja condizente com a sua aplicação, conforme Velez e Vera (1987). Também é sabido que existem aplicações de suspensão hidropneumática em veículos militares. Como foi visto no capítulo anterior, o comportamento do sistema de suspensão hidropneumática foi estudado utilizando-se um modelo simples de dois graus de liberdade (1/4 de veículo) com o objetivo de determinar os parâmetros necessários para o estudo da aplicação em um sistema mais complexo. Neste capítulo, será analisada a aplicação deste sistema de suspensão em um modelo de veículo comercial, com intuito de verificarmos o comportamento desta suspensão em um caso real.

No mercado brasileiro existem alguns modelos de pulverizadores de grande aceitação, como o mostrado na Figura 4.1. Nos diversos modelos fabricados, podemos encontrar volumes de reservatórios que variam de 500 a 3000 litros e normalmente estes são montados sobre o chassi de uma carreta de duas rodas tracionada por um trator. Como estes pulverizadores operam em diferentes tipos de solo, sofrem diferentes níveis de excitações, que podem causar falhas em determinados componentes, como por exemplo quebra por fadiga dos braços onde estão distribuídos os bicos de pulverização, em modelos semelhantes ao da Figura 4.1(c). Outro

problema é a deflexão sofrida pelos braços, que acarreta irregularidade na aplicação dos defensivos. A dosagem ideal de defensivos, de uma maneira geral, possui uma faixa de variação muito estreita e a aplicação concentrada ou diluída do mesmo afeta diretamente o bom rendimento das colheitas, de acordo com Pereira (1987).



(a)



(b)



(c)

Figura 4.1 – Alguns Modelos de Pulverizadores Agrícolas produzidos no Brasil.

Um sistema de suspensão para ser utilizado nestes equipamentos deve possuir algumas características que atendam às exigências da operação, como por exemplo, manter um baixo nível de acelerações na estrutura para qualquer tipo de terreno, permitindo que o trator opere em velocidades mais altas que as atuais mantendo um deslocamento da carreta relativo ao eixo o máximo possível constante para que a eficiência de pulverização não seja prejudicada.³

O sistema de suspensão hidropneumática pode ser uma solução para este problema pois, como foi visto no capítulo anterior, as maiores amplitudes das respostas em deslocamento ocorrem nas baixas frequências, o que acarreta em baixas acelerações.

O modelo a ser analisado teoricamente neste capítulo representa o veículo mostrado na Figura 4.2. A escolha deve-se ao fato de que no capítulo seguinte deste trabalho será realizado a validação experimental utilizando-se este modelo. Trata-se de um pulverizador que possui peso de 280 kg (sem equipamentos: bomba, ventiladores, acionamento, etc.) quando vazio e um reservatório para 1500 litros, que permite um peso total de 1780 kg quando cheio. As rodas são presas em um eixo e este fixo diretamente ao chassis por parafusos. Nesta configuração original, o papel da suspensão é desempenhado apenas pelos pneus.

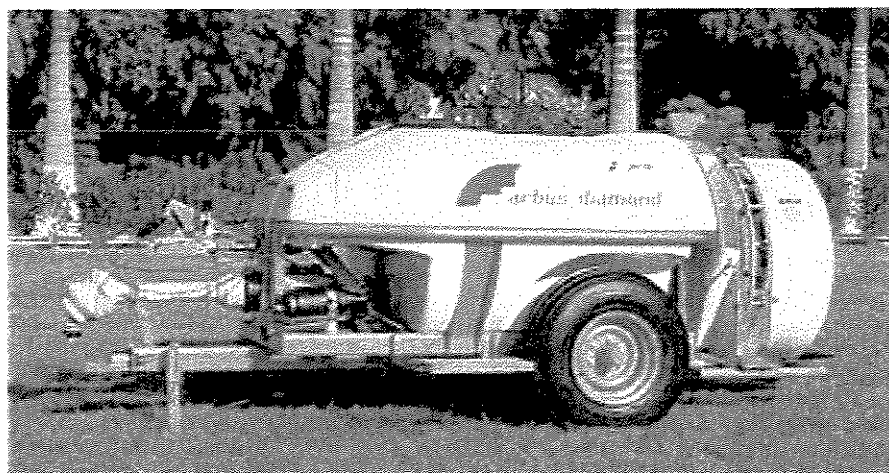


Figura 4.2 – Pulverizador Agrícola Tratorizado para 1500 litros de Capacidade.

³ Informações fornecidas pelo corpo técnico das Indústrias Máquinas Agrícolas Jacto Ltda.

Podemos observar na Figura 4.2 que a altura do veículo, relativamente ao solo, não é elevada. O projeto da suspensão deverá ser tal que, com a sua instalação, esta altura não se altere demasiadamente, uma vez que não é recomendado ter um centro de gravidade muito alto, elevando o momento de inércia angular do veículo e, conseqüentemente, aumentando a sua instabilidade (balanço) durante o trabalho.

4.2 – Projeto da Suspensão Hidropneumática.

No capítulo anterior, o comportamento da suspensão hidropneumática foi estudado comparativamente a uma suspensão convencional, com o objetivo de, além de entendermos suficientemente as características deste sistema, avaliar quais as vantagens e desvantagens deste sistema e qual a sua melhor aplicação.

Esta análise foi feita considerando que a força devido à roda fosse aplicada no sentido da linha de centro do cilindro. Para tal, o cilindro deve estar instalado na posição vertical, sendo que isto implicaria em uma elevação muito grande do centro de massa do veículo, podendo gerar instabilidade ou alteração no projeto original que afetasse o desempenho do veículo. Sendo assim, uma premissa adotada no desenvolvimento da configuração da suspensão para o veículo da Figura 4.2 é que esta deve ser tal que a sua utilização não seja dificultada por necessidade de alterações significativas nos projetos das carretas existentes, e não comprometam a estabilidade do veículo.

No projeto da suspensão hidropneumática serão adotados os seguintes parâmetros:

Massa do veículo vazio	$W_e = 280 \text{ kg}$
Massa do veículo cheio	$W_f = 1780 \text{ kg}$
Massa da Roda e Pneu	$m_t = 30 \text{ kg}$
Distância entre Rodas (bitola)	$l = 1,27 \text{ m}$
Fator de Carga Dinâmica	$fd = 3$
Pressão Atmosférica	$P_0 = 101325 \text{ Pa}$
Gás	Ideal e inerte

A configuração do cilindro adotado neste trabalho esta mostrada na Figura 4.3. Este cilindro é padrão de mercado e as dimensões são as seguintes:

Diâmetro Externo	$d_e = 60 \text{ mm}$
Diâmetro Interno	$d_i = 50 \text{ mm}$
Comprimento Fechado	$l_f = 361 \text{ mm}$
Comprimento Aberto	$l_a = 511 \text{ mm}$
Curso Total	$l_t = 150 \text{ mm}$
Pressão de Teste	$p_t = 18 \text{ MPa}$

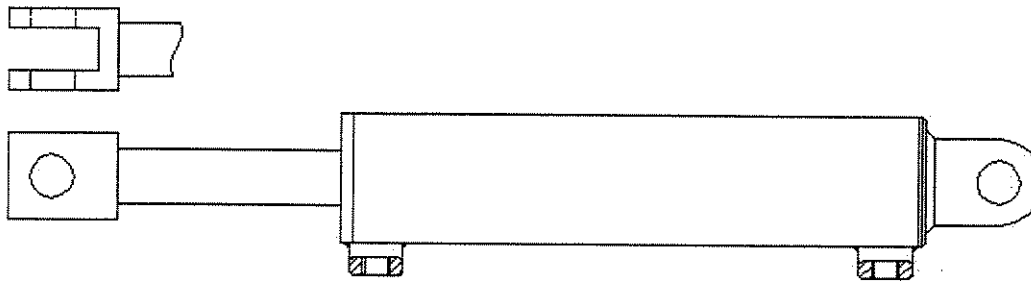


Figura 4.3 – Configuração do Cilindro Hidráulico.

Podemos observar que o cilindro possui duas conexões, sendo uma de cada lado do embolo, permitindo que a haste se desloque para qualquer direção, apenas aumentando a pressão de um dos lados do embolo e recolhendo o óleo do outro lado ou vice-versa (cilindro de dupla ação). Desta forma, possuindo um sistema de acionamento hidráulico, é possível mudar a altura do veículo com relação ao solo facilmente.

Para montarmos o cilindro hidráulico no chassi da carreta foi utilizada a configuração mostrada na Figura 4.4 a seguir e as dimensões básicas utilizadas no projeto estão mostradas no Anexo IV. Esta configuração foi utilizada pois, além do aumento na altura da carreta ser o menor possível, o uso deste mecanismo possibilita mudar a força atuante no cilindro apenas alterando-se as dimensões dos “braços” que transmitem a força peso para o cilindro. Tendo forças menores atuantes nos cilindros, as dimensões da câmara e dos cilindros serão menores, impactando em redução de custo mas, o ganho principal, é que a pressão necessária para se fazer o controle de

altura deste sistema será também menor devido à redução da pressão interna da câmara. Por outro lado, o curso do cilindro deve ser maior.

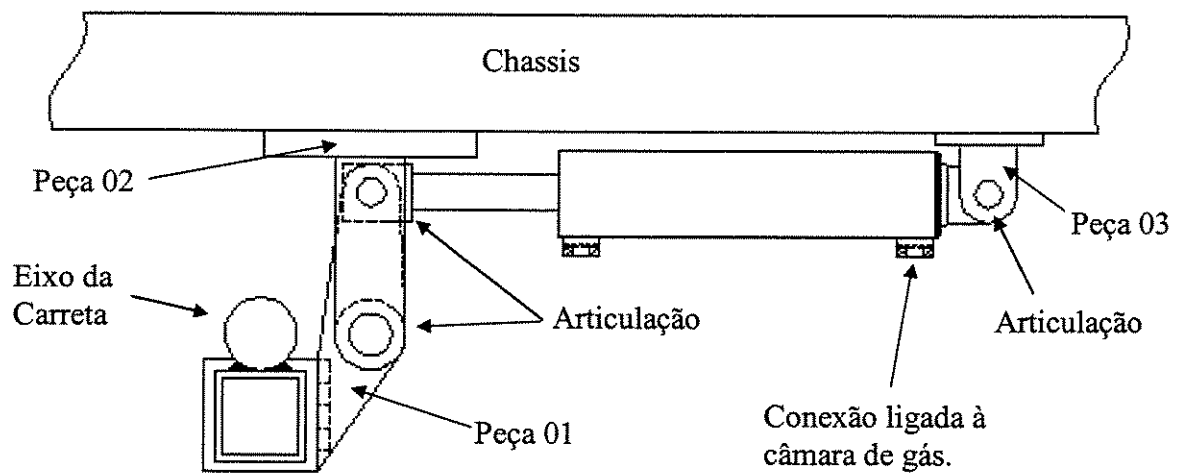
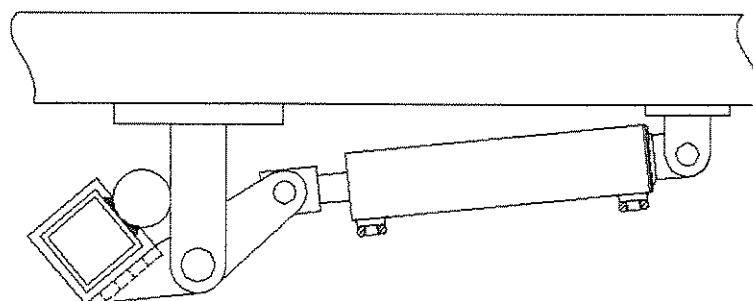


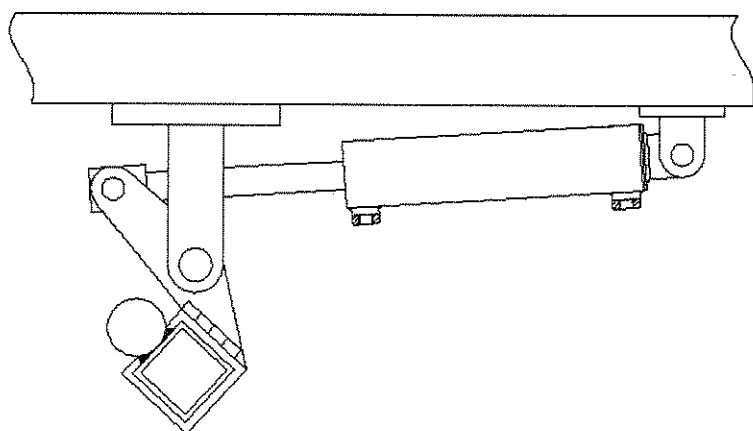
Figura 4.4 – Mecanismo da suspensão montada no chassi da carreta.

Nesta configuração mostrada, as Peças 02 e 03 são fixas no chassi da carreta. O cilindro tem uma de suas extremidades articulada na Peça 03 utilizando um eixo, que permite apenas o movimento de rotação, sendo a outra extremidade articulada na Peça 01 também com uso de um eixo, permitindo apenas o movimento rotacional. A Peça 01, onde está fixo o eixo da carreta, é articulada na Peça 02. Para uma maior compreensão de como é o funcionamento deste mecanismo, na Figura 4.5(a) e (b) estão mostradas as configurações para quando o cilindro está comprimido, ou seja a carreta deslocada para baixo, e para o cilindro aberto, ou seja, a carreta levantada, respectivamente.

Desta forma, quando o cilindro estiver sendo fechado, o óleo será enviado para a câmara, comprimindo o gás, que exercerá uma força contrária ao movimento do embolo, fazendo com que a carreta retorne a posição de equilíbrio. A força responsável pelo retorno da carreta ao equilíbrio quando esta estiver levantada é a própria força peso, pois mesmo neste caso, o gás na câmara ainda estará comprimido, exercendo uma força no mesmo sentido do caso anterior, mas com intensidade menor.



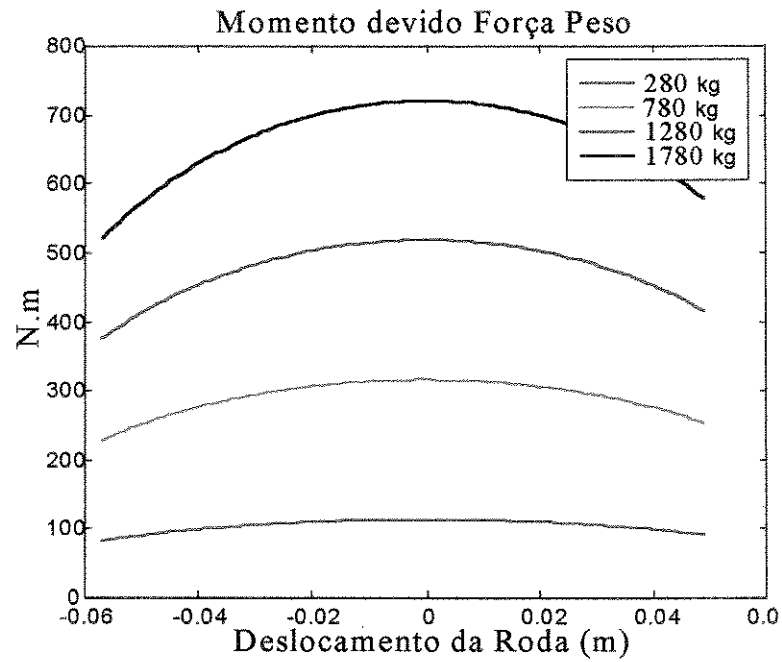
(a)



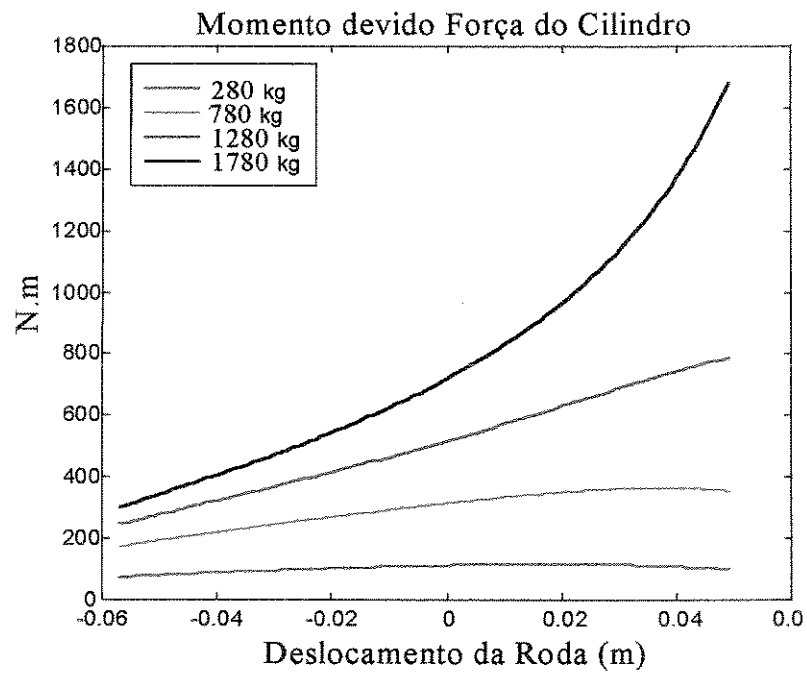
(b)

Figura 4.5 – Configurações dos movimentos da suspensão.

As dimensões do mecanismo da suspensão foram adotadas de maneira que o momento devido à força do cilindro, medido na articulação da Peça 02, fosse sempre maior que o momento causado pela força peso quando a carreta estiver abaixando e sempre menor quando a carreta estiver subindo, fazendo com que esta sempre retorne para a posição de equilíbrio estático. Na Figura 4.6(a) e (b) estão desenhadas as curvas dos momentos devido à força peso e à força do cilindro, respectivamente, pelo deslocamento da roda e para várias condições de carregamento. O valor de deslocamento da roda igual a zero significa que a carreta está na posição de equilíbrio estático. Valores negativos significam que a carreta está subindo e valores positivos que a mesma está descendo, ou seja, que o cilindro está sendo aberto e fechado, respectivamente.



(a)



(b)

Figura 4.6 – Momento medido na Articulação da Peça 02.

No caso do momento devido à força peso, este tem sua maior amplitude para deslocamento nulo, pois para qualquer deslocamento da roda, a distância entre o eixo e a articulação é reduzido.

A análise do comportamento do momento devido a força do cilindro é melhor compreendida se observarmos a Figura 4.7 que mostra somente o comportamento da força do cilindro para o mesmo deslocamento da figura anterior. Pode ser observado que a força é sempre crescente com o aumento do deslocamento da roda, ou seja, o abaixamento da carreta. O sentido desta força é sempre no sentido da linha de centro do cilindro, forçando a carreta a retornar ao equilíbrio estático.

Na Figura 4.6(a) o momento devido ao cilindro começa a decrescer a partir de um determinado deslocamento, mesmo com a força do cilindro continuando a aumentar, o que significa que a diminuição da distância de aplicação da força passa a ser proporcionalmente maior que o aumento da força. Na Figura 4.5(a) podemos observar claramente que além da distância do ponto de aplicação da força até a articulação diminuir, o ângulo de aplicação desta força também contribui para redução do momento, pois quanto mais baixa estiver a carreta, menor é o perpendicularismo da força com o “braço” da peça 01.

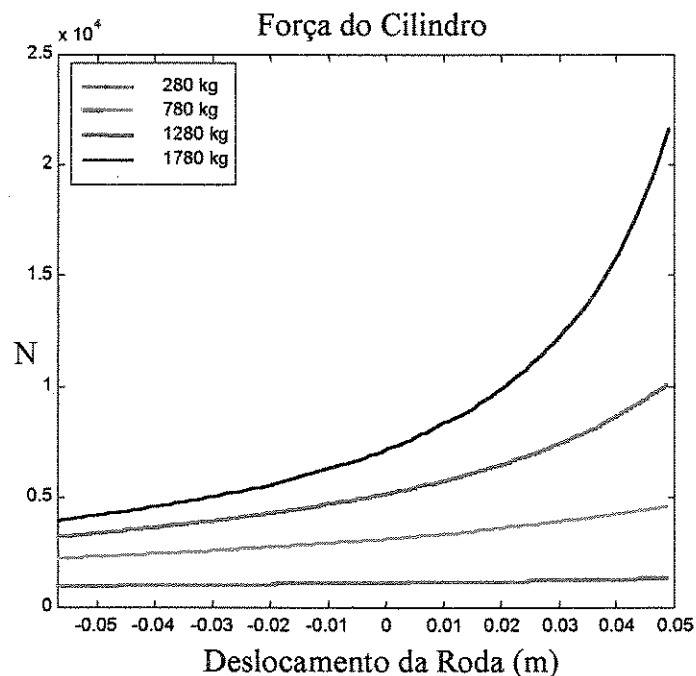


Figura 4.7 – Força aplicada pelo cilindro na peça 01.

Na Figura 4.8 está desenhado o momento resultante medido na articulação da peça 01 com a peça 02, utilizando a configuração mostrada acima. Para uma melhor visualização do

comportamento para cada condição de carga, as curvas para cada condição foram desenhadas em figuras separadas.

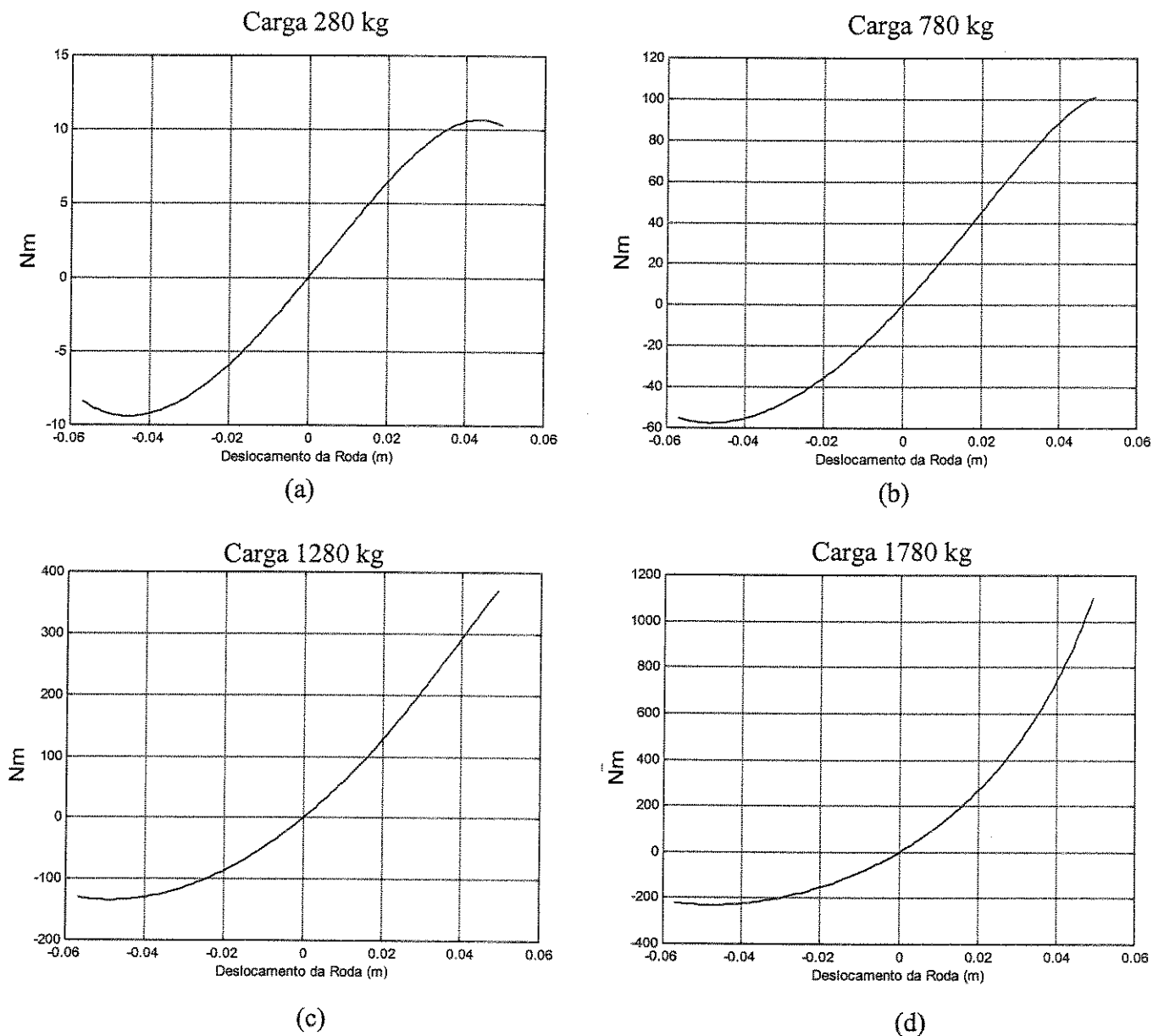


Figura 4.8 – Momento resultante para várias cargas.

Para deslocamentos grandes das rodas, o momento resultante começa a decrescer para cargas pequenas quase no final de curso da suspensão, o que já não ocorre com o aumento da carga. Este comportamento está diretamente relacionado ao mecanismo da suspensão e pode ser alterado conforme a necessidade do projeto, alterando a pressão inicial do gás ou a geometria do

mecanismo. Mesmo com o momento decrescendo a partir de um determinado deslocamento da roda para carregamentos pequenos, a carreta sempre voltará ao equilíbrio estático, pois este momento resultante ainda é positivo e deverá apenas superar as forças de atrito para que isto aconteça.

4.3 – Análise de Desempenho da Suspensão

4.3.1 – Determinação da Rigidez do Sistema.

No capítulo anterior foi determinada a equação que rege a força no cilindro pelo deslocamento da roda para o caso onde a força e os deslocamentos aplicados na roda são os mesmos do cilindro e, com isto, determinada a rigidez da mola hidropneumática. Com a utilização do mecanismo mostrado na Figura 4.4, a força atuante na roda não é exatamente a força do cilindro. Para determinarmos a força atuante na roda em função da força do cilindro, um equilíbrio de momento na articulação da peça 01 deve ser considerado. Na Figura 4.9 está desenhado esquematicamente o mecanismo da suspensão após um deslocamento da roda.

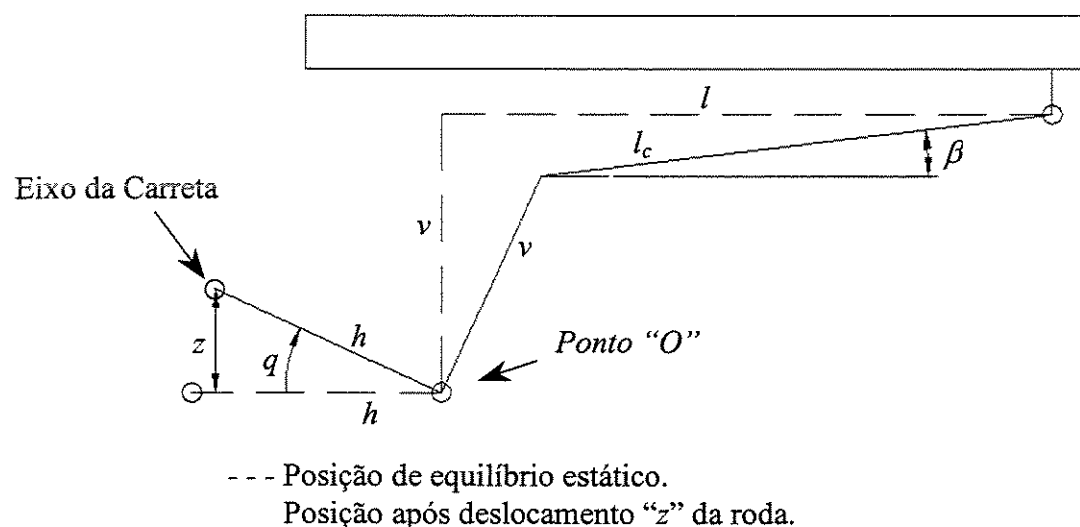


Figura 4.9 – Desenho esquemático do mecanismo da suspensão.

Os parâmetros da figura são:

Braço horizontal	h
Braço vertical	v
Comprimento cilindro na posição de equilíbrio	l
Comprimento cilindro após deslocamento da roda	l_c
Deslocamento da roda	z
Ponto de equilíbrio de momentos	ponto "O"

A determinação dos ângulos q e β é muito simples, uma vez que todas as dimensões são conhecidas. Sendo assim, temos que

$$q = \text{sen}^{-1}\left(\frac{z}{h}\right) \quad (19)$$

$$\beta = \tan^{-1} \frac{v - v \cos(q)}{l - v \text{sen}(q)} \quad (20)$$

Sendo F_e a força atuante na roda e F_s a força do cilindro temos que

$$F_s = \frac{P_0(x_s + x_c)A_c^2}{V_0 - A_c(x_s + x_c)} \quad (21)$$

$$F_e = \frac{F_s \cos(\beta + q)v}{h \cos(q)} \quad (22)$$

O valor de x_s , deslocamento estático do cilindro, desde a condição de pressão atmosférica até a condição de carga estática, e V_0 , volume inicial de gás, na condição atmosférica, são obtidos exatamente como discutido no capítulo 03, exceto porque neste caso a força e deslocamentos aplicados na roda não serão os mesmos que atuam no cilindro devido à existência de um mecanismo entre o eixo da roda e o cilindro. O valor de x_c é dado pelo deslocamento do cilindro, ou seja,

$$x_c = l - l_c \quad (23)$$

O valor de x_s será sempre constante, para uma mesma condição de carga. Sendo assim, a sua presença na equação (21), significa que o volume de gás para esta condição de carga já está corrigido para que a força de equilíbrio estático seja igual ao peso da carreta. A partir da condição de equilíbrio, a variação da força será dada pela variação do deslocamento do cilindro (x_c). A rigidez “equivalente” do sistema de suspensão utilizando o mecanismo da Figura 4.4 será a força atuante no eixo da roda (F_e), dada pela equação (22), dividida pelo deslocamento da roda (z). No cálculo da rigidez, a força peso da carreta será subtraída de F_e , pois na condição de equilíbrio estático, onde $z=0$, a resultante das forças também é zero. Sendo assim, temos que

$$K_{se} = \frac{(F_e - m_s \cdot 9,81)}{z} \quad (24)$$

onde m_s é a massa da carreta.

Na Figura 4.10 está desenhada a curva de rigidez “equivalente” pelo deslocamento da roda (z) para várias condições de carregamento.

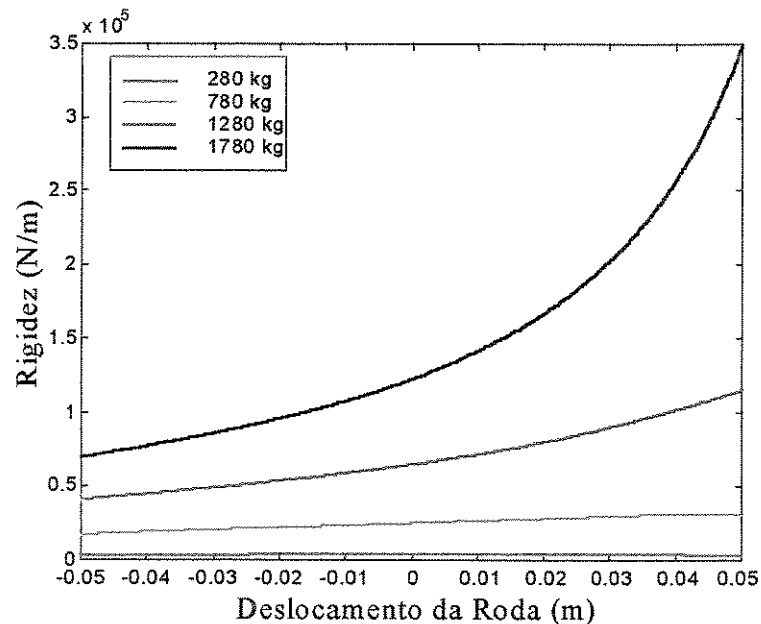


Figura 4.10 – Rigidez Equivalente.

Nota-se que a forma da curva obtida é qualitativamente semelhante à obtida no capítulo anterior, para a rigidez medida diretamente no cilindro, mudando-se apenas os valores das respostas. O valor da rigidez para $z = 0$ é obtido pela média aritmética, considerando os valores exatamente antes e após $z = 0$.

Nota-se que neste trabalho não é adotada, como usual em muitos outros, a rigidez equivalente local igual à tangente (derivada primeira) da curva da força em função do deslocamento. Isto devido à rigidez assim definida não permitir calcular o valor da força através do simples produto da rigidez local vezes o deslocamento, pois não podemos assumir pequenos deslocamentos, dificultando as simulações. Este fato não acontece com a definição adotada neste trabalho.

4.3.2 – Modelagem do Veículo.

Para analisarmos o desempenho da suspensão hidropneumática em um caso real de aplicação utilizaremos um modelo de $\frac{1}{2}$ veículo, mostrado na Figura 4.11, que representa o veículo mostrado na Figura 4.2, objeto de nosso estudo. Como o objetivo desta etapa do trabalho é verificar o comportamento do veículo da Figura 4.2 utilizando um sistema de suspensão hidropneumática o modelo proposto apresenta-se bastante adequado. Como visto anteriormente, a rigidez das molas será dada pela equação (24).

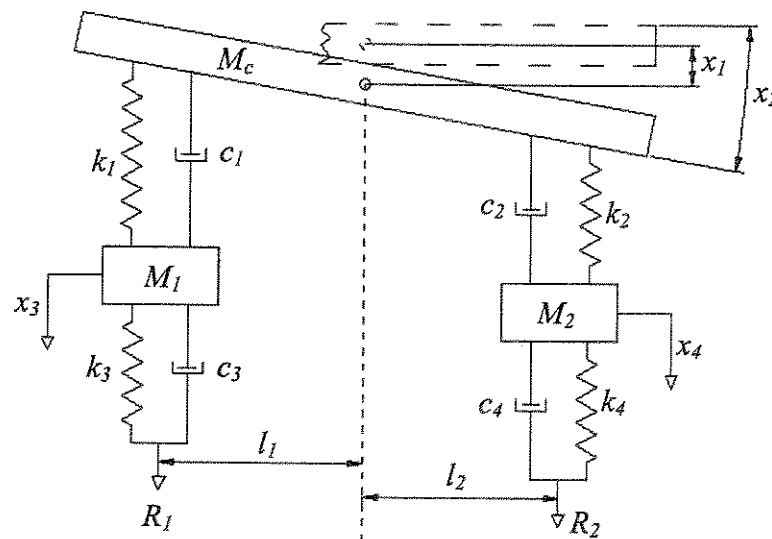


Figura 4.11 – Modelo de $\frac{1}{2}$ veículo.

Na Tabela 4.1 estão descritas as variáveis que aparecem no modelo de $\frac{1}{2}$ veículo.

Tabela 4.1 – Variáveis utilizadas no modelo da carreta.

Variável	Unidades	Descrição da Variável
k_1	N/m	Constante de rigidez da mola lado esquerdo.
k_2	N/m	Constante de rigidez da mola lado direito.
k_3	N/m	Constante de rigidez do pneu lado esquerdo.
k_4	N/m	Constante de rigidez do pneu lado direito.
c_1	N.m/s	Amortecimento da suspensão do lado esquerdo.
c_2	N.m/s	Amortecimento da suspensão do lado direito.
c_3	N.m/s	Amortecimento do pneu do lado esquerdo.
c_4	N.m/s	Amortecimento do pneu do lado direito.
l_1	m	Distância do centro do pneu esquerdo à linha vertical passando pelo CG.
l_2	m	Distância do centro do pneu direito à linha vertical passando pelo CG.
M_c	kg	Massa da carreta.
M_1	kg	Massa do eixo e roda da suspensão do lado esquerdo.
M_2	kg	Massa do eixo e roda da suspensão do lado direito.
x_1	m	Deslocamento vertical do centro de massa da carreta
x_2	rad	Deslocamento angular da carreta.
x_3	m	Deslocamento do centro de massa do eixo e roda do lado esquerdo.
x_4	m	Deslocamento do centro de massa do eixo e roda do lado direito.
R_1	m	Perfil do solo de rodagem sob o pneu do lado esquerdo.
R_2	m	Perfil do solo de rodagem sob o pneu do lado direito.

Como a carreta em estudo é aproximadamente simétrica, $l_1=l_2=\frac{l}{2}$, onde l é a distância entre centros dos pneus.

O modelo de $\frac{1}{2}$ veículo, representando a carreta, pode ser descrito a partir das equações diferenciais representadas em forma matricial, como mostrado na equação (25), passando os termos que dependem do deslocamento imposto pelo terreno, que assumiremos conhecidos, para o lado direito da equação.

$$\begin{bmatrix} Mc & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & c_1 l_1 - c_2 l_2 & -c_1 & -c_2 \\ c_1 l_1 - c_2 l_2 & c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2 & -c_1 l_1 & c_2 l_2 \\ -c_1 & -c_1 l_1 & c_3 + c_1 & 0 \\ -c_2 & c_2 l_2 & 0 & c_2 + c_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & k_1 l_1 - k_2 l_2 & -k_1 & -k_2 \\ k_1 l_1 - k_2 l_2 & k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 & -k_1 l_1 & k_2 l_2 \\ -k_1 & -k_1 l_1 & k_3 + k_1 & 0 \\ -k_2 & k_2 l_2 & 0 & k_4 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ k_3 R_1 + c_3 \dot{R}_1 \\ k_4 R_2 + c_4 \dot{R}_2 \end{Bmatrix} \quad (25)$$

Como pode ser observado este sistema é de quatro graus de liberdade. Os únicos esforços externos agindo na estrutura, são em consequência do deslocamento dos pneus devido às imperfeições do solo de rodagem. Desta forma, aparece o valor zero nas duas primeiras coordenadas do vetor dos termos independentes. Na equação (25) não foi considerada a força peso do veículo e nem o deslocamento inicial dos pneus e das molas devido ao peso da carreta, ou seja, todos os deslocamentos são medidos a partir da posição de equilíbrio estático. No modelo também foi desconsiderada a flexibilidade do chassi e a constante mudança do centro de gravidade da carga, devido a esta ser um fluido. Também o modelo desconsidera o deslocamento angular longitudinal, uma vez que este é pequeno em relação ao deslocamento angular transversal e é minimizado pelo engate rígido do trator.

Como no Capítulo 03 deste trabalho, as equações diferenciais em forma matricial são facilmente implementadas em computador utilizando um integrador numérico. O integrador numérico utilizado nesta etapa do trabalho é o mesmo utilizado para o modelo de dois graus de liberdade analisado no capítulo anterior. Os programas desenvolvidos para simulação computacional também são os mesmos utilizados para a simulação do modelo de dois graus de liberdade, mas com a implementação para o sistema de quatro graus de liberdade. Portanto tanto o

integrador numérico como os programas utilizados para a simulação computacional foram explanados de maneira detalhada no capítulo anterior, dispensando maiores discussões.

4.3.3 – Determinação do Amortecimento do Sistema.

Na determinação do amortecimento ideal da suspensão para o desempenho esperado, será feito um estudo análogo ao que foi feito no capítulo anterior. Para o modelo de quatro graus de liberdade, deve ser levado em conta duas situações distintas para a determinação do amortecimento a partir de um fator de amortecimento desejado: o caso de deslocamento da carreta apenas na vertical e o caso de apenas deslocamento angular da carreta. Para a determinação do amortecimento da suspensão no modelo de quatro graus de liberdade será levada em consideração a relação das inércias e rigidez do corpo da carreta apenas, visto que todos os parâmetros das rodas e pneus são assumidos constantes.

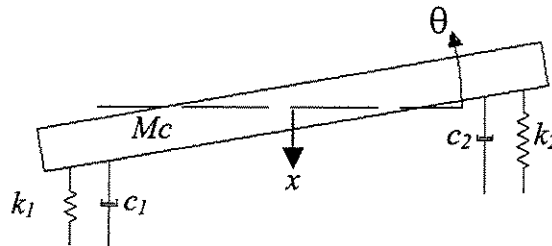


Figura 4.12 – Modelo simplificado do sistema de 04 graus de liberdade.

Desta forma os fatores de amortecimentos são determinados pelas equações a seguir.

1º Caso: Deslocamento angular da carreta

$$\xi = \frac{c_t}{2\sqrt{Jk_t}} \quad (26)$$

Sendo que:

c_t = amortecimento equivalente torcional da suspensão;

k_t = rigidez equivalente torcional da suspensão;

J = momento de inércia da carreta, com relação ao CG.

Podemos também definir o conjugado agindo na carreta para o caso de deslocamento angular como sendo:

$$T = -k_t \theta - c_t \dot{\theta} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} T = & -k_1 \frac{l}{2} \sin(\theta) \frac{l}{2} \cos(\theta) - k_2 \frac{l}{2} \sin(\theta) \frac{l}{2} \cos(\theta) - \\ & - c_1 \frac{l}{2} \sin(\dot{\theta}) \frac{l}{2} \cos(\theta) - c_2 \frac{l}{2} \sin(\dot{\theta}) \frac{l}{2} \cos(\theta) \end{aligned} \quad (28)$$

sendo l a distância entre a suspensão do lado direito e lado esquerdo.

Para pequenos deslocamentos $\sin(\theta) \cong \theta$ e $\cos(\theta) \cong 1$ a equação (28) fica da seguinte forma

$$T = -(k_1 + k_2) \frac{l^2}{4} \theta - (c_1 + c_2) \frac{l^2}{4} \dot{\theta} \quad (29)$$

Substituindo (29) e (27) em (26) temos que o amortecimento da suspensão em função do fator de amortecimento será dado por:

$$c = 2\xi \sqrt{J(k_1 + k_2) \frac{l^2}{4}} = l\xi \sqrt{J(k_1 + k_2)} \quad (30)$$

2º Caso: Deslocamento linear da carreta

Neste caso o fator de amortecimento é dado pela equação (31) a seguir.

$$\xi = \frac{c_l}{2\sqrt{m_l k_l}} \quad (31)$$

Sendo que:

c_l = amortecimento equivalente linear da suspensão, igual à soma dos amortecimentos

k_l = rigidez equivalente linear da suspensão, igual à soma das rigidezes.

No equilíbrio de forças temos que

$$F = k_l x + c_l \dot{x} \quad (32)$$

$$m_1 k_l = (k_1 + k_2)x + (c_1 + c_2)\dot{x} \quad (33)$$

onde x é o deslocamento vertical do CG relativo ao eixo.

Substituindo (33) e (32) em (31) temos que o amortecimento da suspensão em função do fator de amortecimento no caso deslocamento linear será:

$$c = \sqrt{(k_1 + k_2)m_1} \xi \quad (34)$$

A definição da escolha do amortecimento deve levar em consideração as duas situações possíveis de deslocamentos: linear e angular. A escolha deve ser tal que os valores dos fatores de amortecimento tanto para um caso como para o outro não altere o desempenho da carreta imaginado durante o projeto.

4.3.4 – Análise do Desempenho através da Resposta em Frequência.

Na análise de desempenho da carreta será utilizado a resposta em frequência para uma excitação senoidal e para diferentes condições de amortecimento, como já realizado no Capítulo 03 deste trabalho. A comparação de desempenho com a utilização de um sistema de suspensão convencional não será realizada, pois estas diferenças já foram discutidas anteriormente, sendo que o objetivo agora é obtermos características de desempenho que auxiliem no projeto de uma

aplicação real. Para cada caso, foi realizada a excitação nas duas rodas com mesma amplitude. Em uma primeira simulação as duas rodas são excitadas em fase e, com o intuito de excitarmos mais de um modo de vibração, em uma segunda simulação, as rodas são excitadas em oposição de fase. As respostas obtidas são o deslocamento linear do centro de gravidade e o deslocamento angular do chassis da carreta.

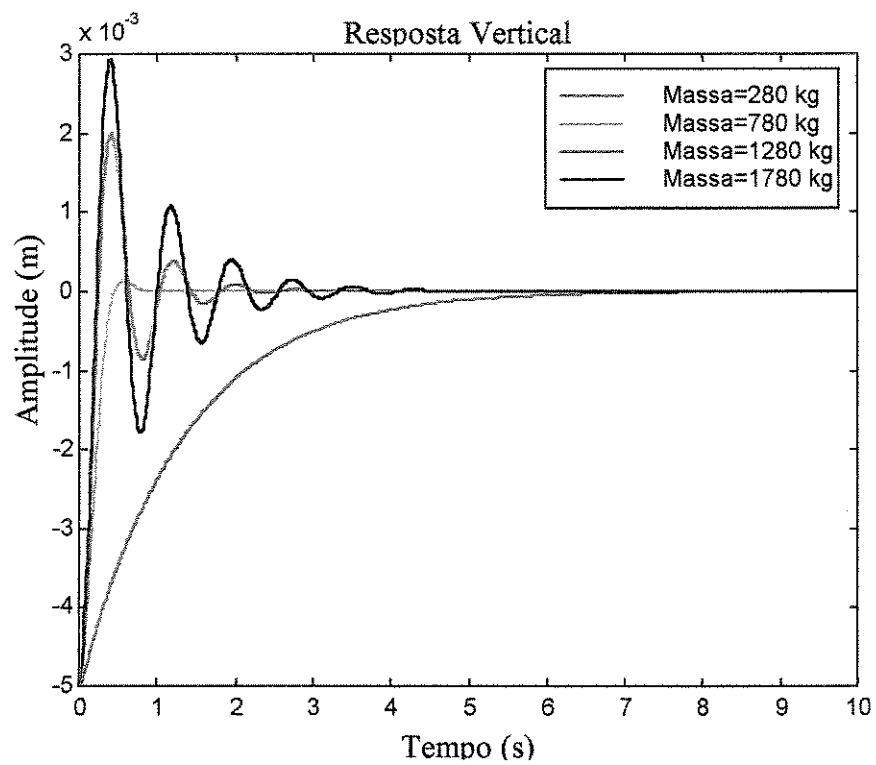
1º Caso: Amortecimento fixo para uma condição de carga média.

Neste primeiro caso o amortecimento é calculado de forma a obter um $\xi = 0,7$ considerando uma condição de carga média entre a carreta vazia e completamente carregada. Na Tabela 4.2 estão os parâmetros utilizados nesta análise. Como o peso da carreta pode variar de 280 kg à 1780 kg , a condição de carga média considerada foi de 890 kg. Para esta condição de carga média, foi calculado o amortecimento que forneça um fator de amortecimento próximo do desejado ($\xi = 0,7$) tanto para condição de deslocamento puramente angular como para o caso de deslocamento vertical, utilizando-se as equações (30) e (34) respectivamente. A partir deste amortecimento, os fatores de amortecimento para as demais condições de carga foram obtidos.

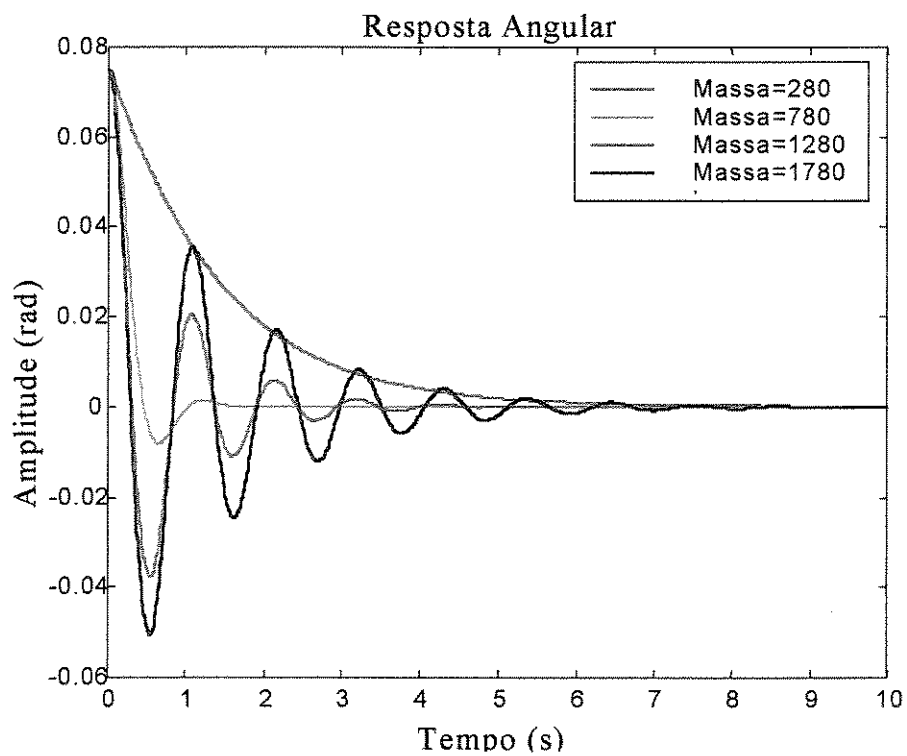
Tabela 4.2 – Valores dos parâmetros da suspensão para 1º Caso.

m_s [kg]	k_s [N/m]	j [kg.m ²]	Angular		Linear	
			c_s [Ns/m]	ξ	c_s [Ns/m]	ξ
1780	122300	900	4810,64	0,24	5303,96	0,25
1280	64588	600	4810,64	0,41	5303,96	0,41
890	32254	410	4810,64	0,7	5303,96	0,7
780	25143	325	4810,64	0,89	5303,96	0,85
280	3968	38	4810,64	6,56	5303,96	3,56

Na Figura 4.13(a) e (b) está desenhada a curva da amplitude do deslocamento livre da carreta pelo tempo, medido em uma extremidade da carreta (em cima da roda) para um deslocamento inicial de 5 milímetros na vertical para baixo e 0,075 radianos de rotação (no sentido horário), respectivamente.



(a)

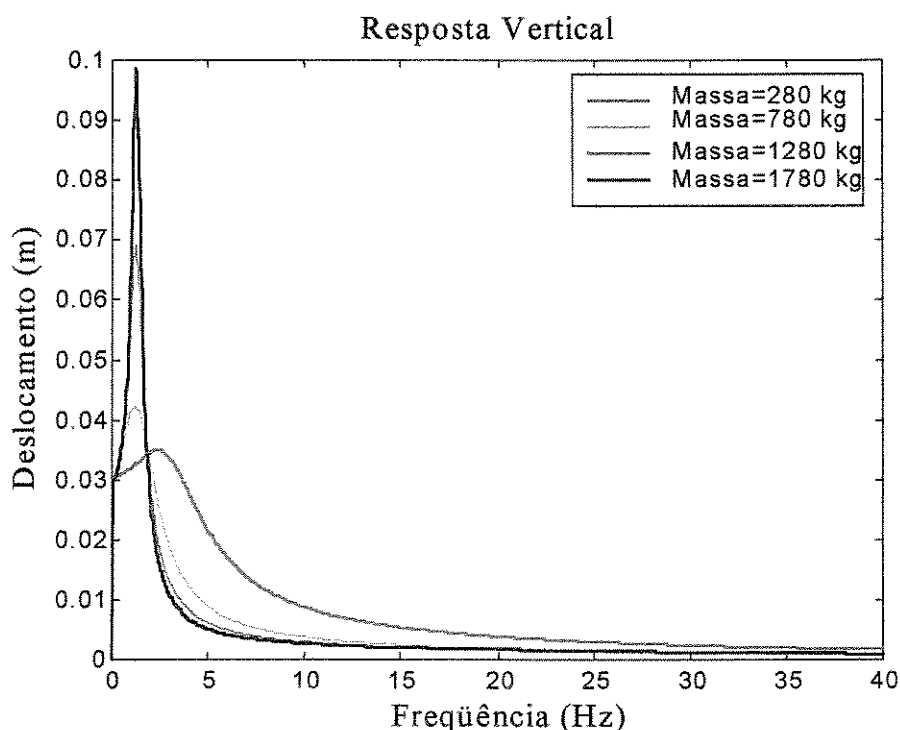


(b)

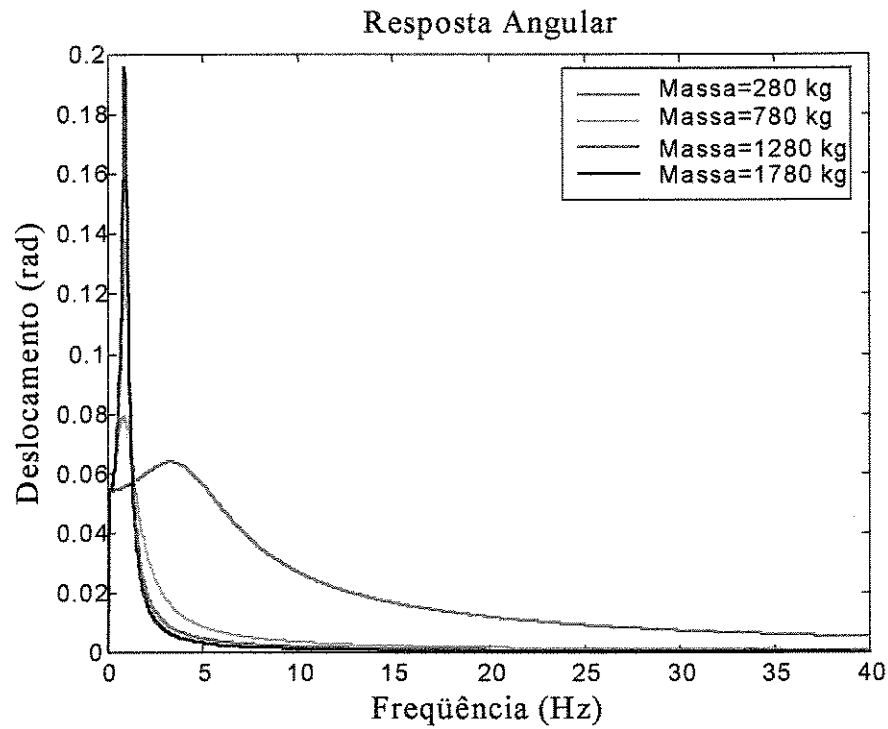
Figura 4.13 – Resposta no tempo da suspensão para caso 1.

Podemos observar que em ambos os casos o fator de amortecimento cresce com a diminuição de massa, como esperado, mas este aumento é mais acentuado para condição de deslocamento puramente angular. Como no uso da carreta aparecerão os dois tipos de deslocamentos, o valor adotado para o amortecimento da carreta é o da condição de deslocamento linear ($c_s=5303,96 \text{ Ns/m}$), que em cargas maiores fornecerá um fator de amortecimento maior em ambos os casos. Podemos observar que em condições de menor carregamento, o sistema é muito mais amortecido, como já era esperado.

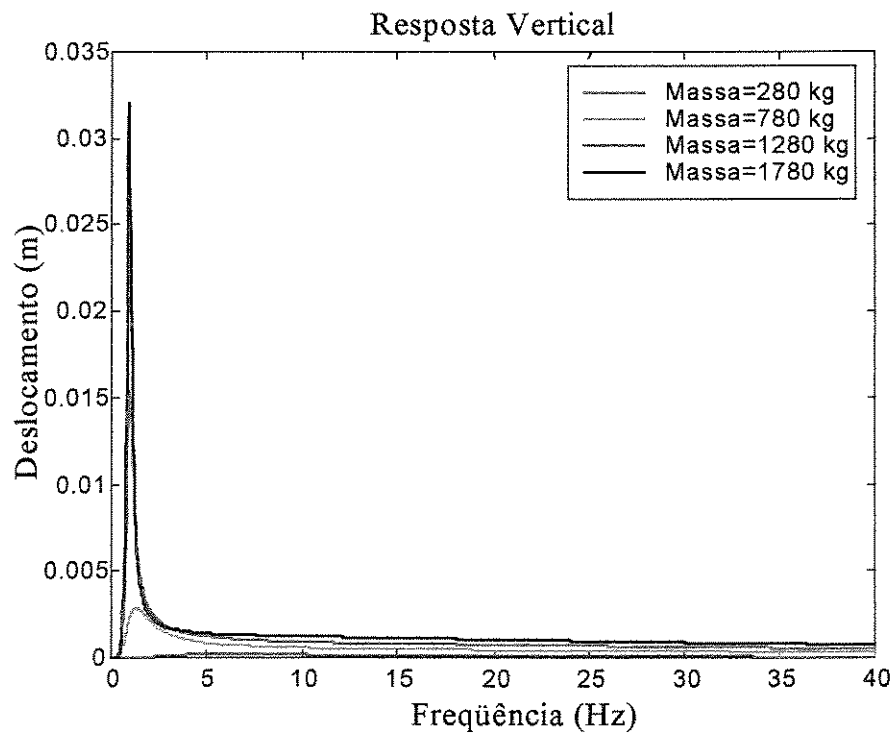
Na Figura 4.14 estão desenhadas as respostas das amplitudes dos deslocamentos pela frequência para uma excitação em fase e em oposição de fase. As respostas obtidas para ambas as excitações são os deslocamentos vertical do centro de gravidade da carreta e angular, ou seja, x_1 e x_2 respectivamente, mostrados na Figura 4.11. Para a excitação em fase, a única resposta medida foi o deslocamento vertical do centro de gravidade, mostrado na Figura 4.14 (a), uma vez que o deslocamento angular é nulo. Na excitação em oposição de fase, foi medido também, além do deslocamento angular, o deslocamento vertical do centro de gravidade, mostrados nas figuras 4.14(b) e (c), respectivamente. Em ambos os casos a excitação foi senoidal com amplitude 30 milímetros.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.14 – Amplitude da resposta em função da frequência de excitação – Amortecimento ajustado para carga média. (a) excitação em fase, (b) e (c) excitação em oposição de fase.

Tabela 4.3 – Valores das amplitudes máximas da resposta em frequência para o caso 01.

m_s [kg]	Excitação em Fase		Excitação em Oposição de Fase			
	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]	Resposta Angular		Resposta Vertical	
			Amplitude do Deslocamento [rad]	Frequência de Excitação [Hz]	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]
1780	0,0985	1,23	0,1960	0,87	0,032	0,9
1280	0,0690	1,23	0,1380	0,9	0,0154	0,97
780	0,0423	1,20	0,0792	0,87	0,0029	1,3
280	0,0349	2,37	0,0640	3,3	0,002	5,87

Pode ser observado que nas situações de sub-amortecimento são obtidos os maiores deslocamentos, como já observado anteriormente. Podemos observar que as frequências de ressonância começam a cair com o aumento do carregamento e voltam a ter um pequeno acréscimo nas condições de maiores carregamentos pois, na relação $\omega = \sqrt{k/m}$, há um aumento maior da rigidez em relação ao carregamento. Na Figura 4.14(c) pode ser visto que, mesmo sendo a excitação em oposição de fase, o deslocamento vertical do centro de gravidade não é nulo. Este fato está relacionado diretamente a não linearidade da rigidez da suspensão, que faz com que as rigidez das duas molas não sejam simétricas, quando excitadas em oposição de fase.

2º Caso: Amortecimento ajustado para cada condição de carregamento.

Para este caso, o fator de amortecimento é ajustado para cada condição de carregamento. O valor do amortecimento é determinado para que ξ seja igual a 0,7 na condição estática. Na Tabela 4.4 estão os valores dos parâmetros utilizados nas simulações deste caso.

Tabela 4.4 – Valores dos parâmetros da suspensão para o 2º caso.

m_s [kg]	k_s [N/m]	j [kg.m ²]	Angular		Linear	
			c_s [Ns/m]	ξ	c_s [Ns/m]	ξ
1780	122300	900	13878,85	0,70	14606,17	0,70
1280	64588	600	8235,13	0,70	9001,07	0,70
780	25143	325	3781,54	0,70	4383,98	0,70
280	3968	38	513,68	0,70	1043,46	0,70

Podemos observar que a diferença existente entre o amortecimento na condição de carga máxima e mínima é de aproximadamente 27 e 14 vezes para o caso de deslocamento angular e linear, respectivamente. Estes valores são importantes, pois para a implementação de um controle de amortecimento, este deve ser dimensionado para atender as duas condições extremas.

O valor utilizado para as simulações é o referente à condição de deslocamento linear, pois sempre fará com que o sistema seja mais amortecido. Na Figura 4.15(a) e (b) estão desenhadas as respostas da amplitude do deslocamento no tempo, medidas em uma das extremidade da carreta para um deslocamento inicial de 5 milímetros na vertical para baixo e 0,075 radianos de rotação (no sentido horário), respectivamente.

Podemos observar que o comportamento do sistema é mais amortecido que o caso anterior, mas mesmo assim, em condições de cargas elevadas, o comportamento ainda é muito sub-amortecido. Este comportamento é resultado da variação da rigidez ao longo do tempo, mantendo-se o amortecimento constante.

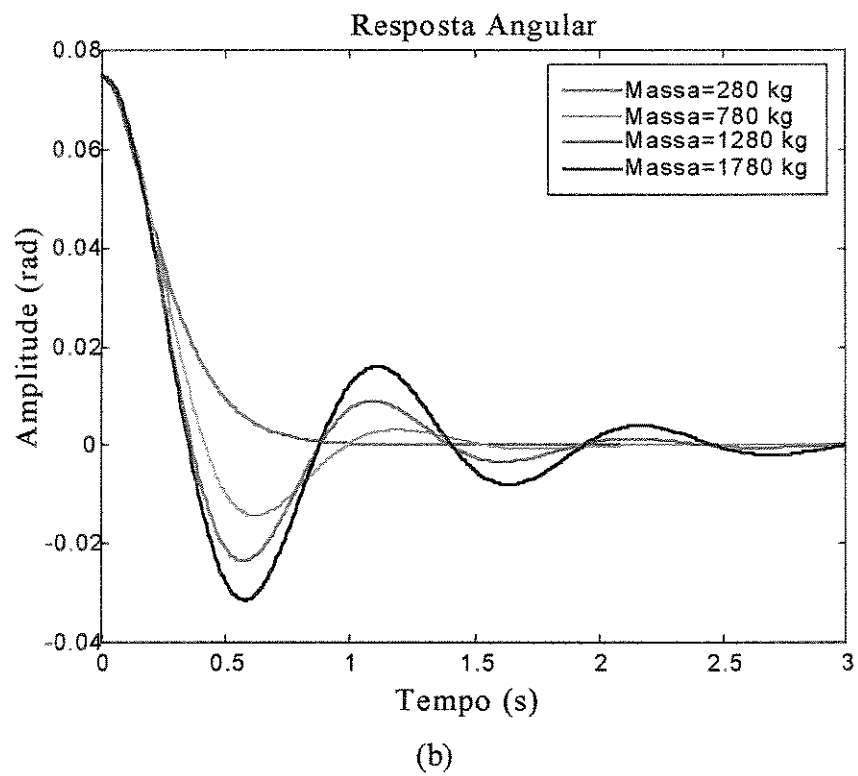
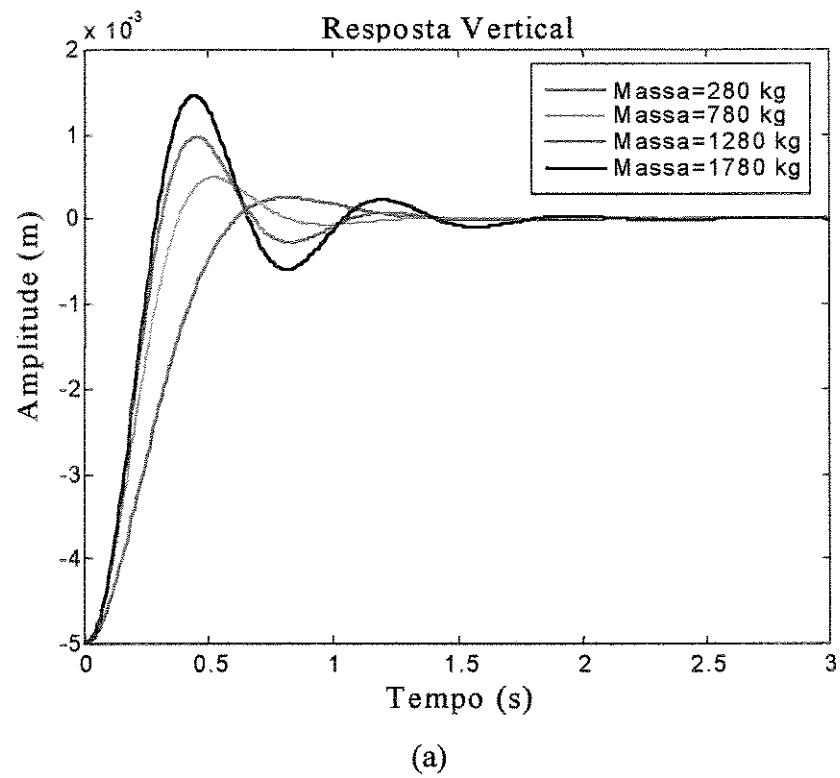
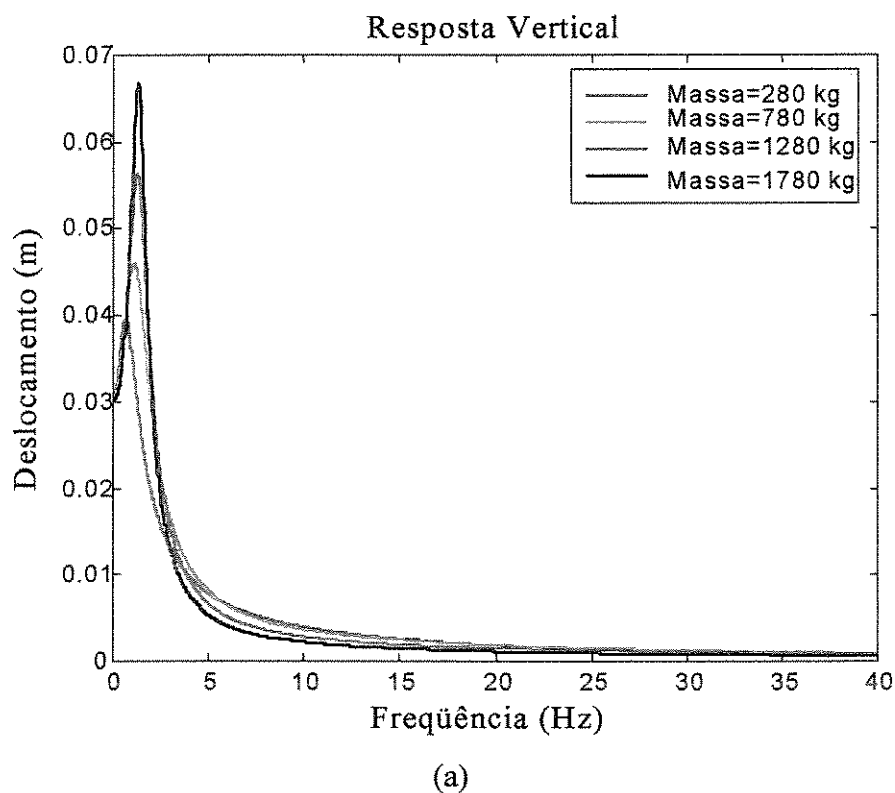
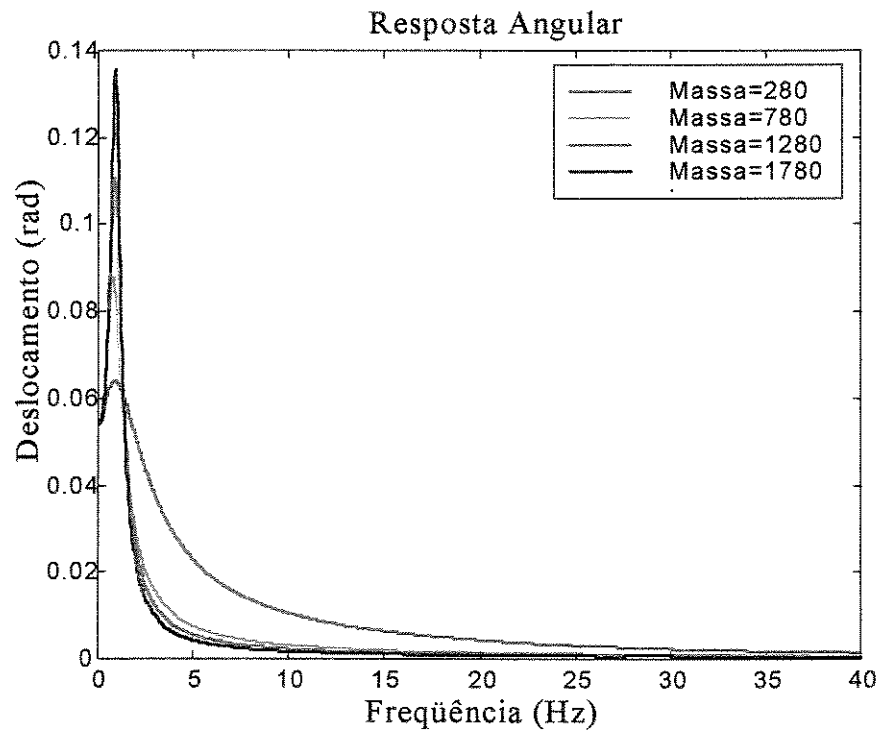


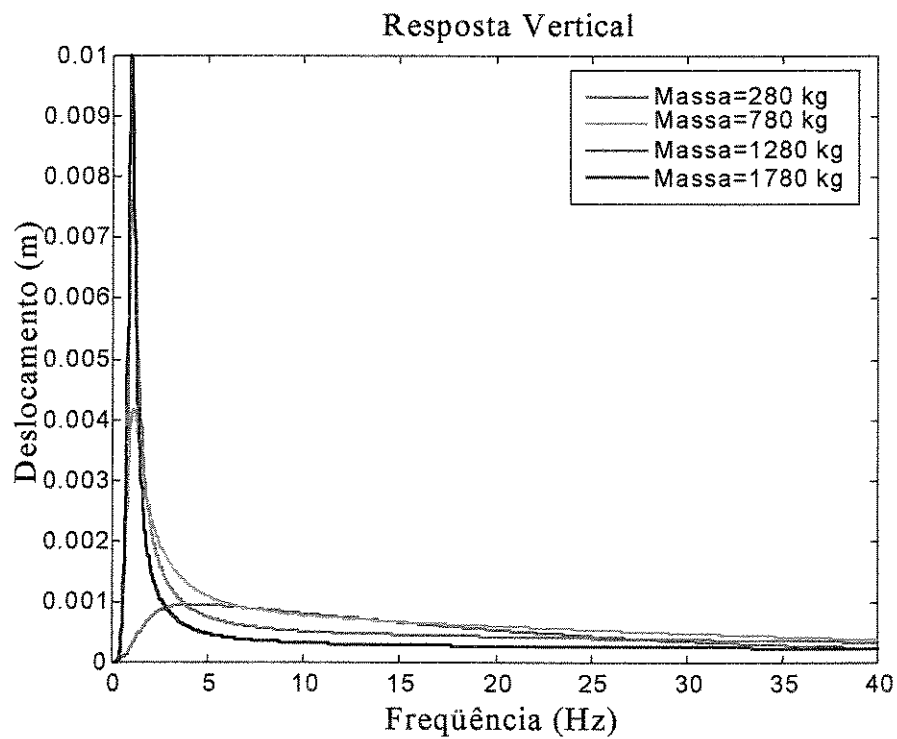
Figura 4.15 – Resposta no tempo da suspensão para o caso 2.

Na Figura 4.16 estão desenhadas as curvas de resposta da amplitude do deslocamento em função da frequência de excitação, para uma excitação senoidal em fase e em oposição de fase, exatamente como no caso anterior. Na Figura 4.16(a) estão desenhadas as amplitudes da resposta do centro de gravidade em função da frequência de excitação, ou seja, a medida do deslocamento vertical da carreta, para excitação nas duas rodas em fase. Na Figura 4.16(b) e (c) estão desenhadas das amplitudes angular e vertical, respectivamente, da resposta em função da frequência de excitação, para a excitação em oposição de fase.





(b)



(c)

Figura 4.16 – Amplitude da resposta em função da frequência de excitação – Amortecimento ajustado para cada condição de carga. (a) excitação em fase, (b) e (c) excitação em oposição.

Podemos observar novamente que o deslocamento na vertical do centro de gravidade da carreta quando excitada em oposição de fase é diferente de zero devido a não linearidade da rigidez do sistema e consequente assimetria entre as rigidez do lado esquerdo e direito (tração e compressão alternadas) quando excitadas em oposição de fase.

Na Tabela 4.5 estão mostrados valores das amplitudes máximas e as frequências onde estas ocorreram.

Podemos observar que as frequências de ressonância aumentam com o carregamento para o caso de excitação em fase, pois na relação $\omega = \sqrt{k/m}$, o valor da rigidez cresce mais do que o carregamento. Para a excitação em oposição de fase, esta relação permanece aproximadamente constante.

Tabela 4.5 – Valores das amplitudes da resposta em frequência para o caso 02.

$m, [kg]$	Excitação em Fase		Excitação em Oposição de Fase			
			Resposta Angular		Resposta Vertical	
	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]	Amplitude do Deslocamento [rad]	Frequência de Excitação [Hz]	Amplitude do Deslocamento [rad]	Frequência de Excitação [Hz]
1780	0,0670	1,32	0,1355	0,92	0,0100	0,97
1280	0,0563	1,3	0,1106	0,93	0,0079	1,03
780	0,0460	1,13	0,0879	0,86	0,0042	1,10
280	0,0395	0,70	0,0639	0,90	0,0001	4,24

3º Caso: Fator de amortecimento constante para qualquer condição – Controle semi-ativo.

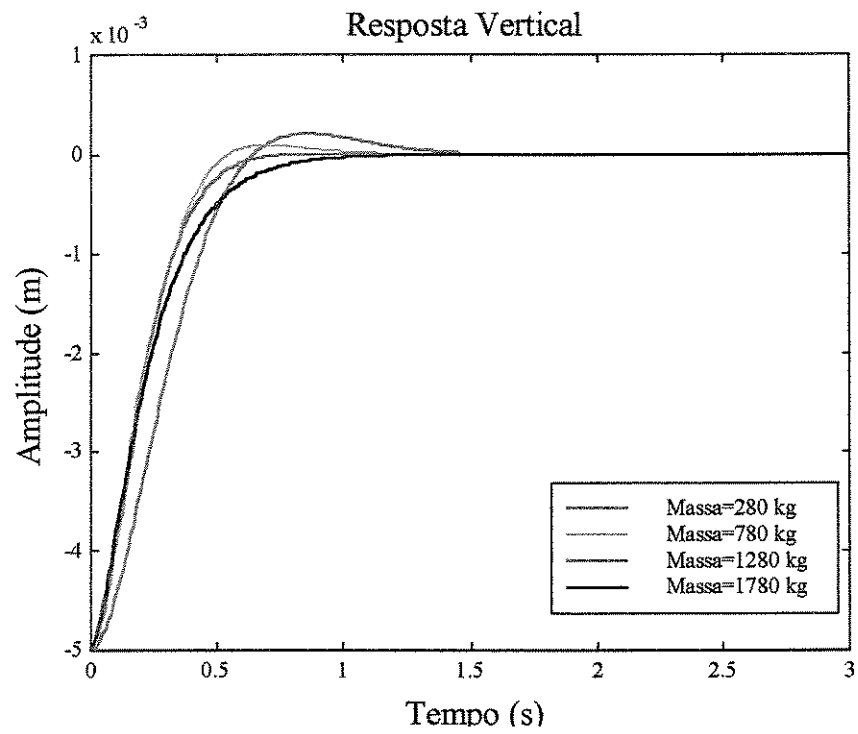
No terceiro caso, o fator de amortecimento será mantido constante para qualquer condição, sendo que, para isto, a cada passo de integração a matriz de amortecimento será atualizada para fornecer um fator de amortecimento do sistema igual a 0,7 para o deslocamento vertical do CG (variável x_1). O modo de deslocamento angular (variável x_2) resultará um pouco mais amortecido. Esta análise tem como objetivo fornecer parâmetros para avaliar qual o ganho em performance com a utilização de um controle semi-ativo, ou seja, controle de amortecimento para cada nova condição para que o fator de amortecimento seja mantido sempre constante e ideal para as

condições estabelecidas no projeto. Na Tabela 4.6 estão os valores dos parâmetros utilizados para esta análise. Também estão os valores de amortecimento em função das rigidez máximas e mínimas que podem ocorrer devido aos deslocamentos permitidos das rodas. Estes valores são importantes para o dimensionamento do sistema de controle de amortecimento, onde as condições extremas devem ser atendidas.

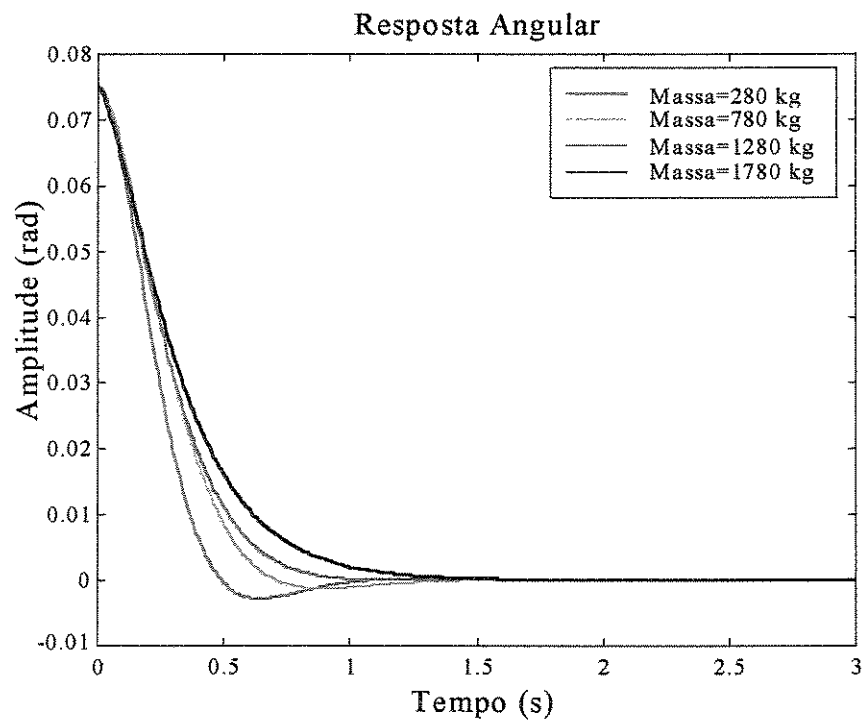
Tabela 4.6 – Valores dos parâmetros para o 3º caso.

m_s [kg]	k_s [N/m]		j [kg.m ²]	c_s [Ns/m] - Angular		c_s [Ns/m] - Vertical		ξ
	k_s (-50)	k_s (50)		c_s (-50)	c_s (50)	c_s (-50)	c_s (50)	
1780	122303	349236	900	13879,00	23453,07	14606,32	24682,12	0,7
1280	64588	114736	600	8235,15	10976,01	9001,08	11996,87	0,7
780	25143	31028	325	3781,57	4200,86	4384,01	4870,10	0,7
280	2822	3091	38	433,18	453,39	879,93	920,98	0,7

Na Figura 4.17(a) e (b) estão desenhadas as respostas em amplitude de deslocamento da carreta pelo tempo para um deslocamento inicial vertical de 5 mm e angular de 0,075 radianos, respectivamente, medidas em uma das extremidades da carreta.



(a)

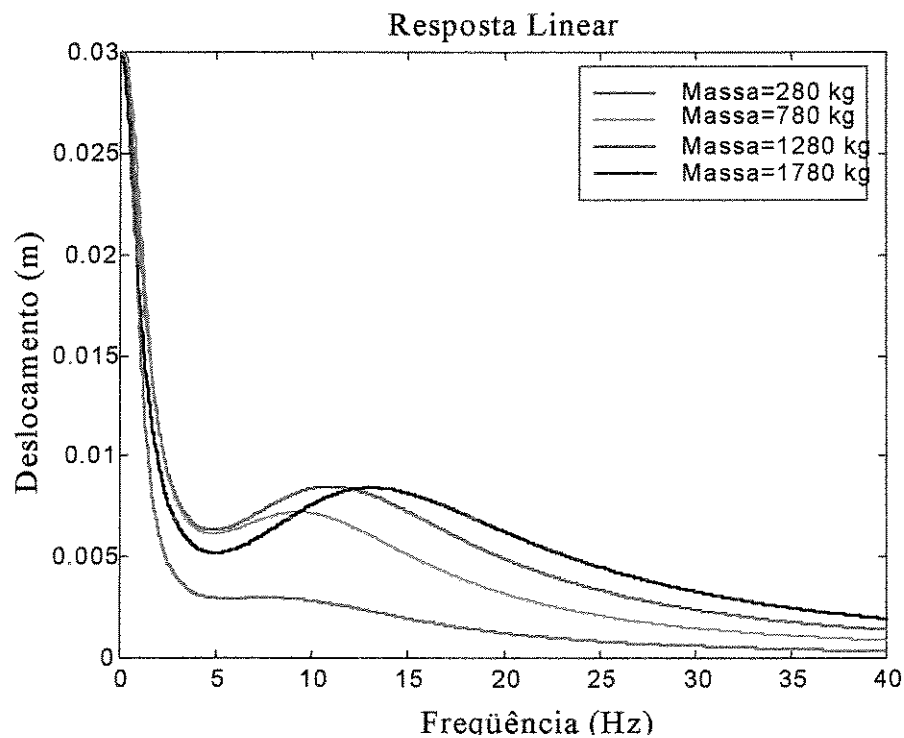


(b)

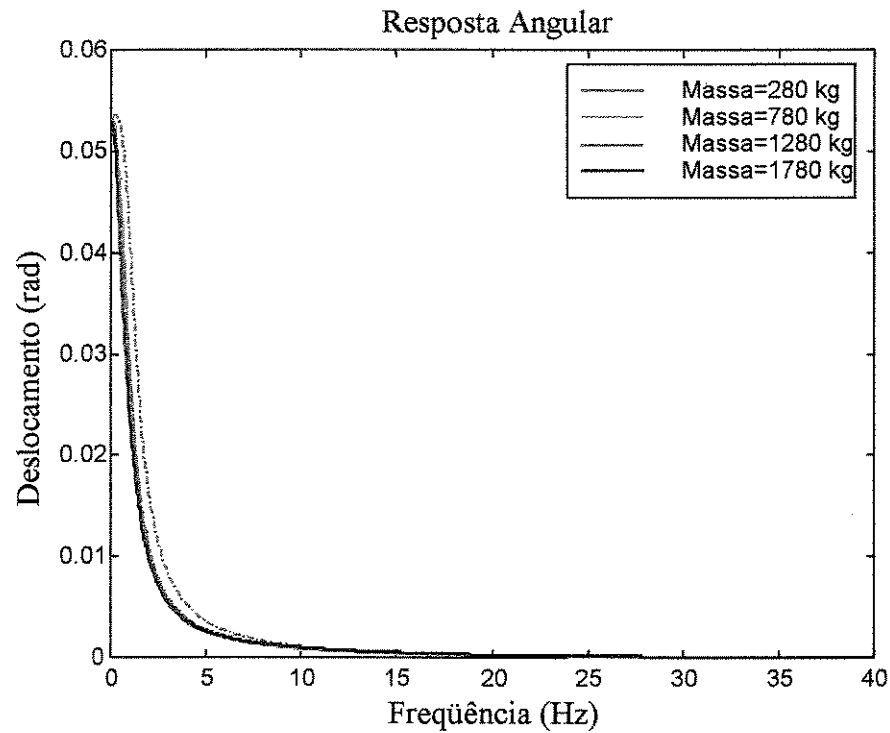
Figura 4.17 – Resposta no tempo para o caso 3.

Comparando a resposta no tempo deste caso com os demais analisados anteriormente, este comportamento é o mais próximo de um comportamento levemente sub-amortecido para qualquer condição de carregamento.

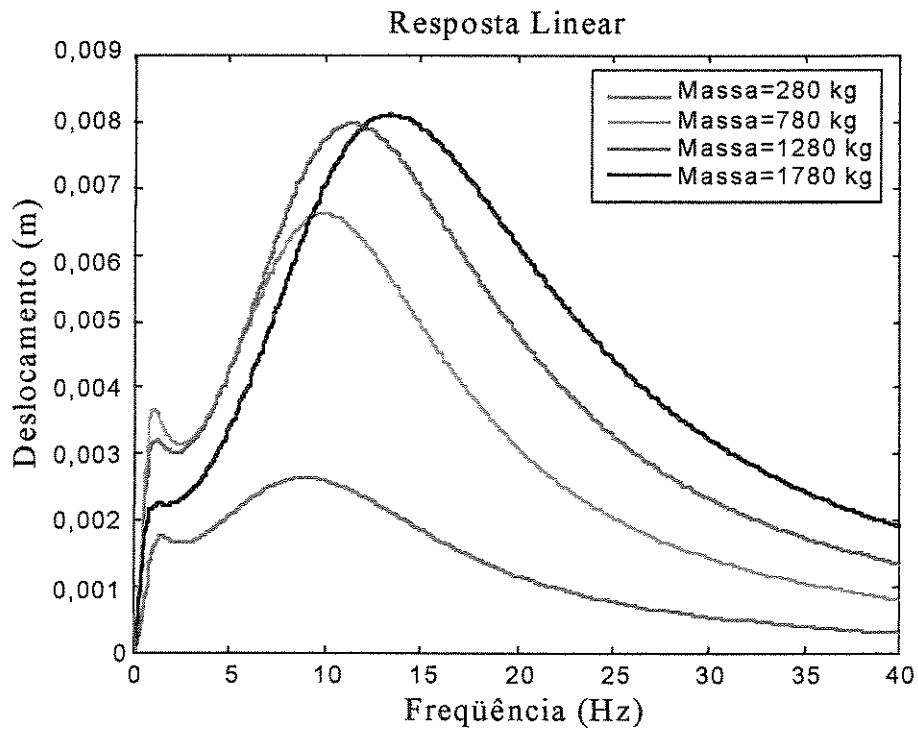
Na Figura 4.18 estão desenhadas as curvas da resposta em amplitude pela frequência de excitação, tanto para excitação em fase como em oposição de fase. Na Figura 4.18(a) está desenhada a resposta do deslocamento vertical medida no centro de gravidade da carreta, devido à excitação em fase. Na Figura 4.18(b) e (c) estão desenhadas as respostas do deslocamento angular e vertical do centro de gravidade da carreta, respectivamente, devido à excitação em oposição de fase.



(a)



(b)



(c)

Figura 4.18 – Amplitude da resposta em função da frequência de Excitação – Amortecimento ajustado para qualquer condição.

Na Tabela 4.7 estão mostrados os valores das amplitudes máximas e as frequências de excitação correspondentes.

Tabela 4.7 – Valores das amplitudes da resposta em frequência para o caso 03.

m, [kg]	Excitação em Fase		Excitação em Oposição de Fase			
	Amplitude do Deslocamento [m]	Frequência de Excitação [Hz]	Resposta Vertical			
			Amplitude do Deslocamento [m]		Frequência de Excitação [Hz]	
			1º Pico	2º Pico	1º Pico	2º Pico
1780	0,0084	13,1	0,00226	0,0081	1,30	13,3
1280	0,0084	10,8	0,00321	0,0079	1,16	11,4
780	0,0072	9,30	0,00176	0,0066	1,44	9,86
280	0,0029	7,70	0,00367	0,0026	1,04	8,93

Os valores referente à resposta angular não estão na tabela acima. Como pode ser visto na Figura 4.18(b), as frequências de ressonância são muito baixas e as amplitudes máximas das respostas praticamente são as mesmas amplitudes da excitação.

Capítulo 5

Análise Experimental

5.1 – Introdução

Para verificação dos resultados obtidos nas simulações, foi montado um protótipo experimental.

Os testes experimentais foram realizados com o objetivo de validar a metodologia desenvolvida para dimensionamento da mola hidropneumática e para avaliação qualitativa do comportamento dinâmico da carreta utilizando um sistema de suspensão hidropneumática.

A validação rigorosa do comportamento dinâmico não é objetivo das experiências realizadas, uma vez que o modelo teórico analisado no capítulo 4 deste trabalho não leva em consideração a força de atrito existente na carreta e nem o movimento de “pitch” da carreta. As experiências realizadas foram adequadas às limitações dos recursos disponíveis. A seguir, faz-se uma descrição dos componentes do sistema utilizado para os testes.

5.2 – Bancada de Teste

Para a realização dos testes experimentais, o sistema de suspensão discutido no capítulo 4 deste trabalho foi montado no chassi do pulverizador mostrado na Figura 4.2. Foram utilizadas plataformas tipo “mão francesa” para a transmissão dos movimentos dos atuadores hidráulicos do

sistema de excitação para os pneus da carreta. A Figura 5.1 mostra esquematicamente a montagem utilizada para os testes.

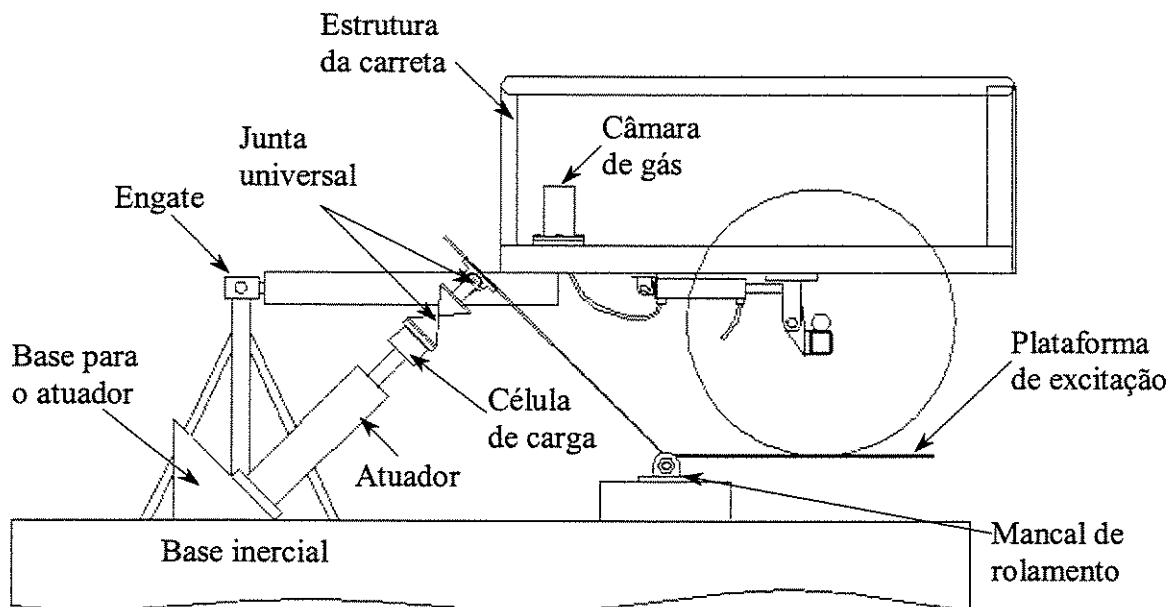


Figura 5.1 – Esquema da bancada de teste.

O atuador hidráulico é fixo em uma base em ângulo para que este, em sua posição de equilíbrio, fique perpendicular à plataforma de excitação. Os pneus da carreta ficam sobre as plataformas de excitação, que possuem em uma de suas extremidades um conjunto de juntas universais que são acopladas aos atuadores hidráulicos. Estas juntas compensam a perda de perpendicularismo entre a plataforma de excitação e o atuador, quando o conjunto está em movimento. Como a plataforma possui eixo fixo em mancais de rolamento, todo movimento de oscilação do atuador hidráulico será transmitido aos pneus da carreta. O engate onde a carreta é fixa possui um mancal de rolamento auto compensador, que permite rotações da carreta nos três eixos. O movimento de “roll”, quando por exemplo a excitação dos pneus é em oposição de fase, é permitida também devido ao próprio sistema de engate da carreta. Todo o conjunto foi montado sobre uma mesa inercial, e as articulações foram montadas com o mínimo de folga para que não houvessem ruídos nos sinais devido a impactos. A Figura 5.2 mostra a bancada de teste através de fotos.

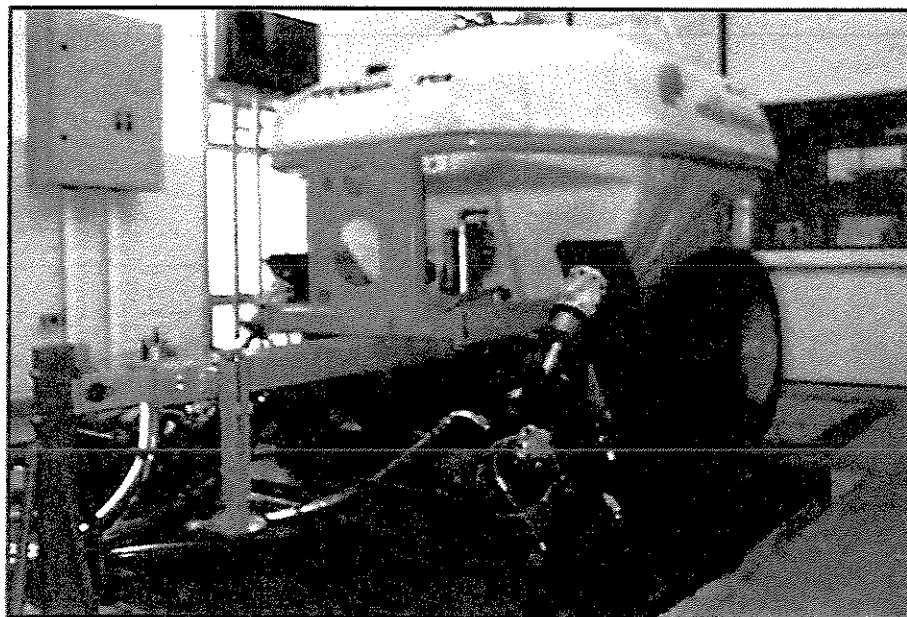
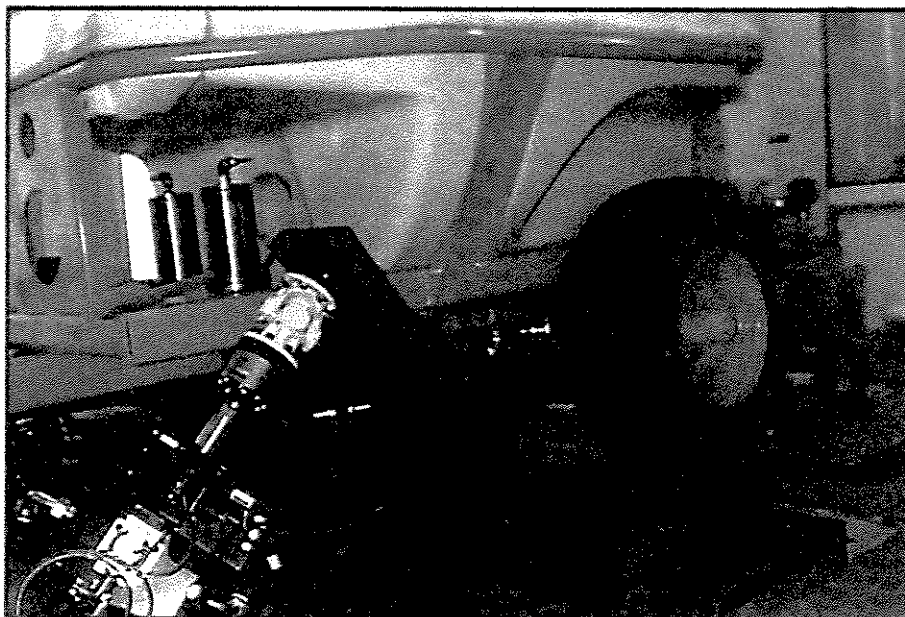


Figura 5.2 – Fotos da bancada de teste.

Como já discutido anteriormente, o sistema de suspensão hidropneumático requer um controle de altura, que é feito através da injeção ou drenagem de óleo do sistema.

Durante os testes, o controle de altura foi realizado utilizando-se uma bomba hidráulica e uma válvula bidirecional, que permite o envio ou a retirada de óleo individualmente dos cilindros da suspensão. As saídas das válvulas são conectadas aos cilindros, conforme desenho

esquemático mostrado na Figura 5.3(a), por uma conexão “T” que permite a ligação do cilindro à bomba hidráulica e à câmara hidropneumática simultaneamente. Nas Figuras 5.3(b) e (c) são mostrados em fotos, detalhes da montagem.

Nota-se que a adição ou retirada de óleo do sistema não alterará o volume de gás dentro da câmara, apenas fará com que a altura do veículo seja ajustada. Na Figura 5.3(b) pode-se ver a existência de um dreno, conectado à região sem pressão do cilindro, que é responsável pelo envio do óleo que vaza do sistema, através da vedação do êmbolo, para um reservatório.

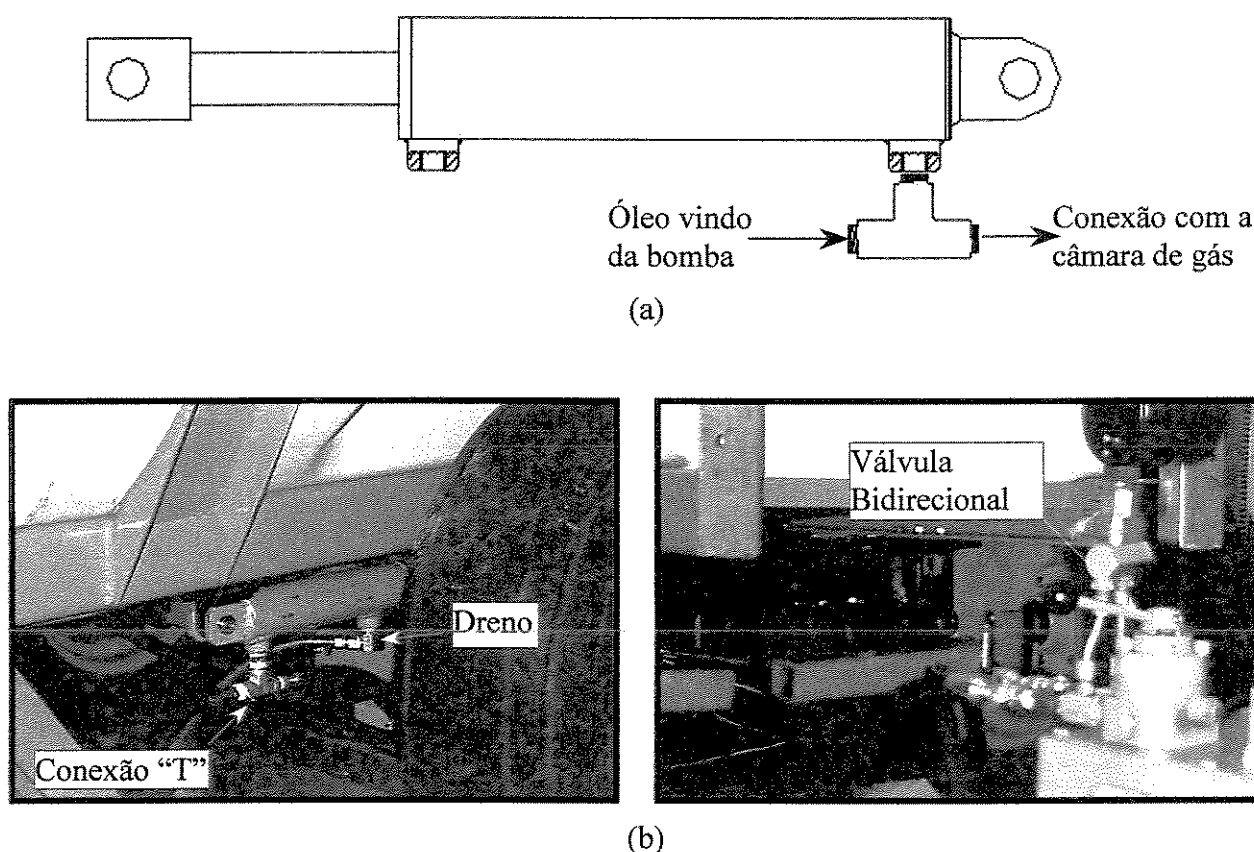


Figura 5.3 – Esquema de montagem do sistema para ajuste de altura.

5.3 – Sistema de Excitação

Para a realização da excitação externa, um conjunto de atuadores IPL Hydropuls® INSTRON SCHENCK foi utilizado e montado conforme desenho esquemático mostrado na

Figura 5.1. Estes atuadores convertem a energia hidráulica em energia mecânica, podendo gerar cargas estáticas e também cargas dinâmicas de diversos tipos. Estes atuadores possuem ação dupla, ou seja, exercem esforço nas duas direções. A área do pistão é igual em ambos os lados, permitindo performance idêntica na distensão e retração. Os dados técnicos estão a seguir na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Especificação dos atuadores utilizados

Tipo	Carga	Curso Total
IPLH10K	10 kN	100 mm
IPLH25K	25 kN	100 mm

Estes atuadores são equipados com sensores de deslocamento (LVDT), com faixa de medição de -50 mm a 50 mm, que indicam a posição do pistão. Esta informação é requerida por procedimentos de testes conduzidos com controle de deslocamento.

Duas células de carga instaladas na haste do atuador hidráulico medem a força exercida pelos cilindros. Desta forma a força atuando nos pneus da carreta é obtida, uma vez que as dimensões da plataforma de excitação são conhecidas.

Uma servo válvula é utilizada para controle de cada atuador. Estas servo válvulas são pilotadas por um controlador computadorizado IST modelo 8800, que oferece uma grande flexibilidade de opções para o controle das excitações. Este sistema permite realizar testes com sinais padrões gerados internamente (sinal senoidal, dente de serra, triangular e quadrada), com qualquer sinal fornecido em arquivo, ou com sinais analógicos fornecidos externamente.

A Figura 5.4(a) e (b) mostra o esquema elétrico e o esquema hidráulico do sistema de controle e excitação, respectivamente.

Uma bomba de óleo, com vazão de 45 l/min a uma pressão de 280 bar, fornece energia hidráulica para o sistema. O controlador atua diretamente no distribuidor, que determina em qual pressão os atuadores irão trabalhar (pressão alta ou baixa). Os atuadores possuem servo válvulas

instaladas diretamente no corpo, onde o controlador atua para gerar os movimentos desejados nos atuadores. Neste estudo, os sinais utilizados foram gerados por um sistema externo ao controlador.

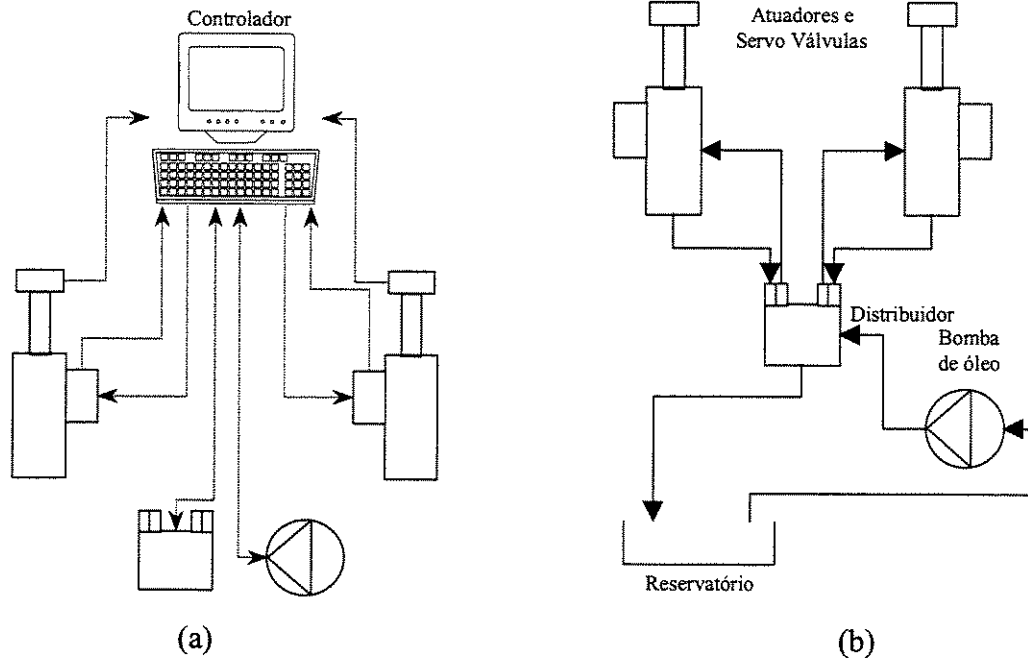


Figura 5.4 – Esquema elétrico e hidráulico do sistema de excitação.

5.4 – Experimento com Carga Estática.

Os testes experimentais estáticos foram realizados com o objetivo de obter-se a curva de rigidez da suspensão hidropneumática e compará-la com a rigidez teórica, determinada pela metodologia descrita no Capítulo 04 deste trabalho.

Para a realização deste experimento o chassi da carreta foi travado na mesa inercial através de um dispositivo. Desta forma, mesmo com o movimento da plataforma, o chassi fica imóvel em relação à mesa inercial, ocorrendo apenas o movimento relativo entre o eixo da roda e o chassi da carreta. Para a obtenção da curva de rigidez da suspensão, através de deslocamento “quase estático” do atuador, promovendo uma compressão lenta do gás de maneira que este processo de compressão fosse isotérmico, mediu-se a distância “Z” (entre o chassi e o eixo), mostrada na Figura 5.5.

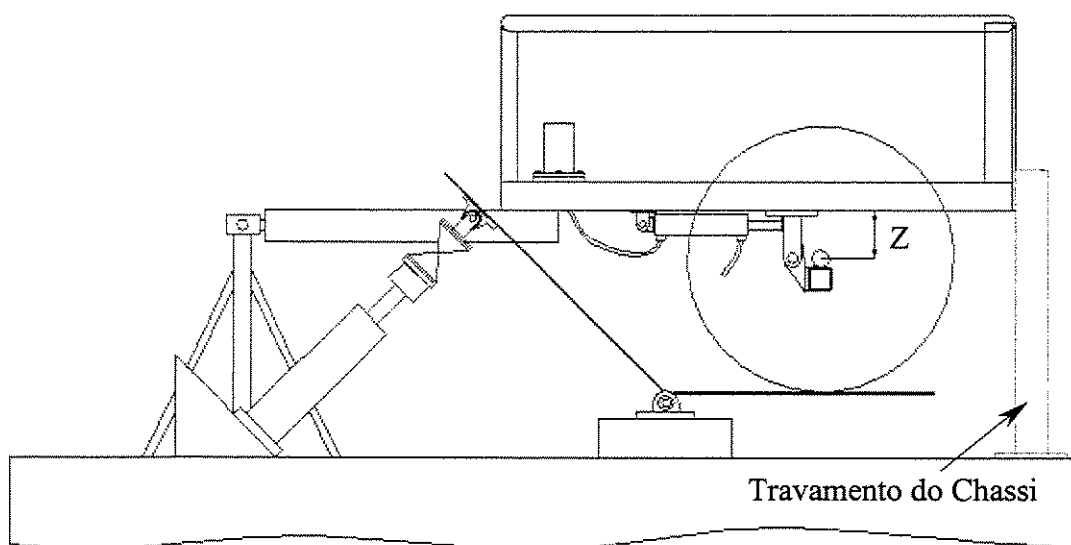


Figura 5.5 – Deslocamento do eixo da carroceria.

Desta maneira, o deslocamento devido à deformação do pneu não influenciou na medida da rigidez da mola de gás. A força referente a cada deslocamento do eixo da carroceria foi medida na célula de carga no atuador e, tendo-se as dimensões da plataforma, obteve-se a força atuante no pneu.

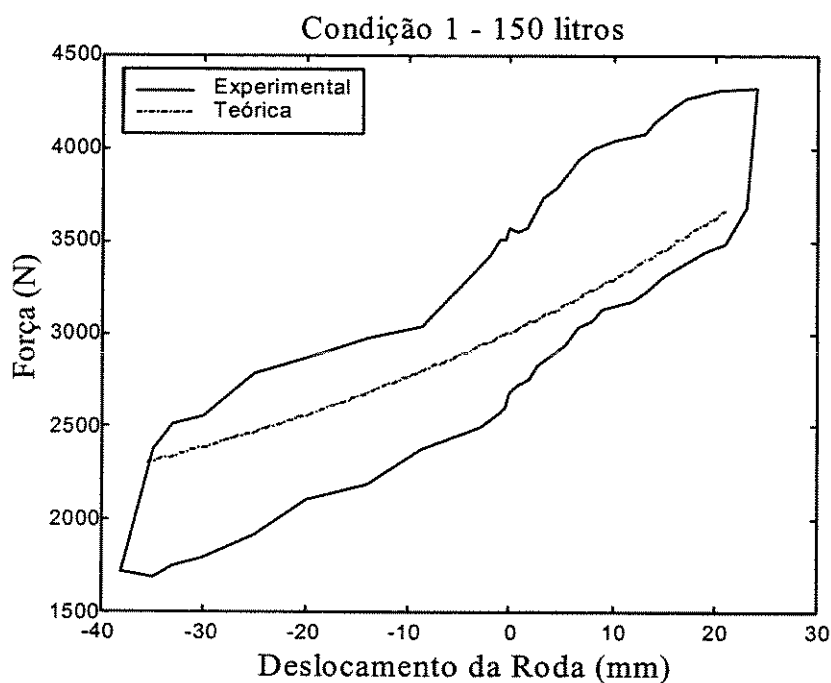
O deslocamento igual a zero significa a carroceria na altura média, ou seja, para cada incremento de carga (água na carroceria), a altura foi corrigida através da injeção de óleo no sistema de suspensão. A partir da posição de equilíbrio da carroceria, o eixo foi deslocado para cima até o fim de curso da suspensão, e em seguida, deslocado para baixo até o limite permitido, retornando à posição de equilíbrio estático. O incremento de deslocamento foi feito de 5 em 5mm, e os valores registrados tanto na “ida” como na “volta” do eixo à posição de equilíbrio.

A determinação do volume inicial de gás na câmara foi obtido utilizando-se o conceito descrito no capítulo 3 e a equação (14), ou seja, um volume que permita um deslocamento máximo de 50 mm do eixo na condição de carga máxima. Foi considerado o peso da carroceria cheia, vezes um fator de carga dinâmica igual a 3, como sendo a carga máxima possível atuando na roda da carroceria. Uma vez tendo-se calculado o volume inicial teórico, o volume interno de todo o sistema de suspensão (câmara, mangueiras e cilindro), sem óleo, foi determinado. Como nesta condição a pressão interna do sistema de suspensão é a atmosférica, a obtenção da pressão

inicial de gás é feita através da relação $PV=constante$. Ou seja, injetou-se ar no sistema até atingir a pressão interna necessária para que a massa de gás no interior da câmara seja a correspondente ao volume calculado pela equação (14) na pressão atmosférica. Após a injeção de ar, o óleo é inserido no sistema até que a carreta atinja a posição de equilíbrio.

Foram obtidas as curvas de rigidez para três condições diferentes de carga: 150 litros, 500 litros e 1000 litros, sendo o volume inicial de gás à pressão atmosférica igual a $0,0065 \text{ m}^3$.

Foram desenhadas as curvas experimentais da rigidez do sistema para cada condição de carga. Utilizando a equação (24), desenvolvida no capítulo 04, e os valores reais de carga, dimensões e volume de gás, a curva de rigidez teórica foi determinada e desenhada juntamente com a curva experimental. As Figuras 5.6(a), (b) e (c) mostram a rigidez da suspensão nas condições 1, 2 e 3, respectivamente.



(a)

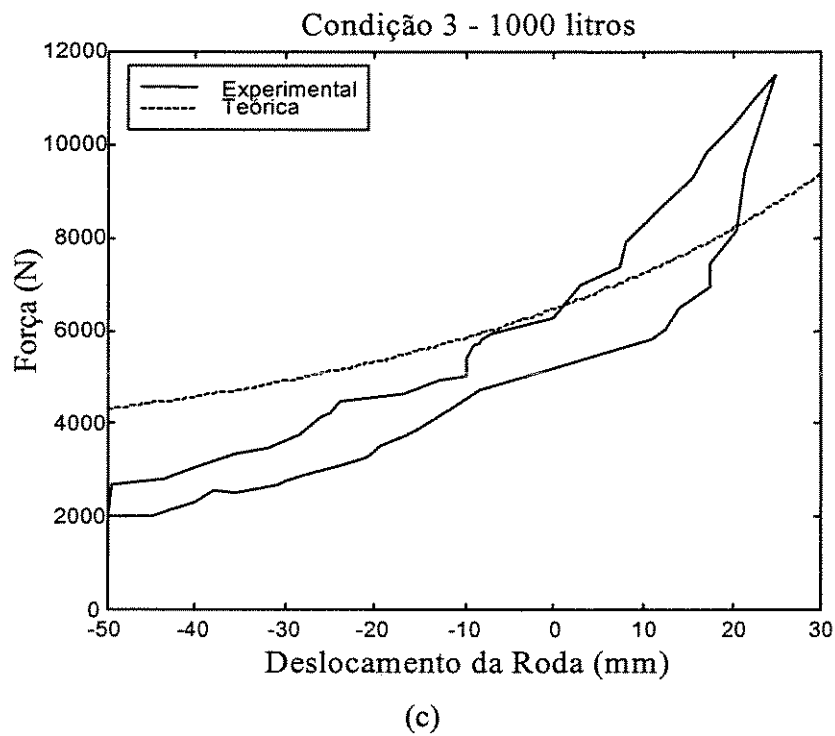
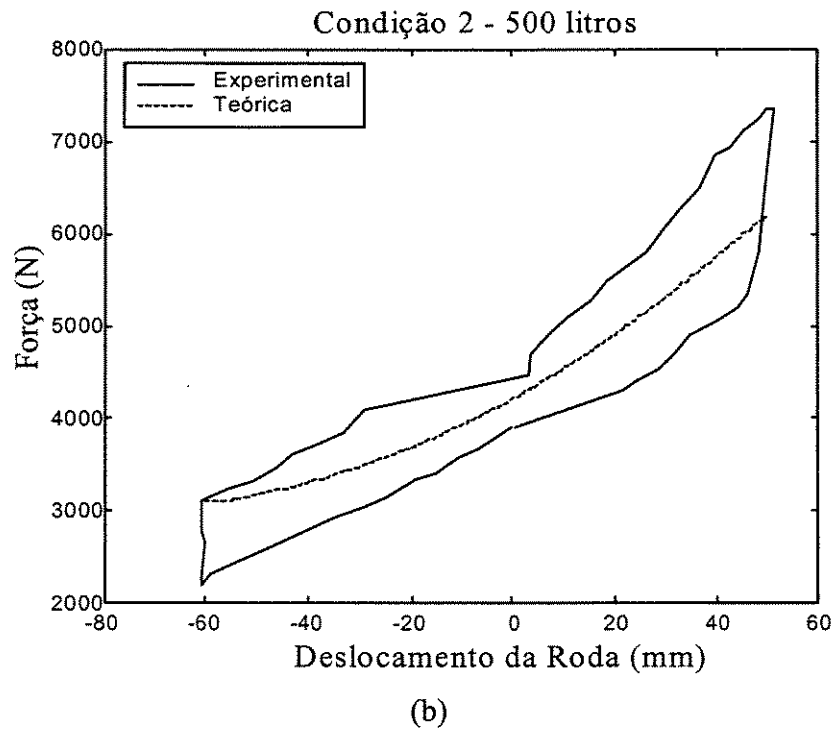


Figura 5.6 – Curva de força versus deslocamento experimental e teórica.

Nas condições de carga 1 e 2, a resposta teórica está dentro do “looping” de força, validando o modelo teórico. Já na condição de carga 3, a resposta teórica está fora do “looping”

de força. Uma das possíveis razões para tal discordância deve-se ao fato de que a câmara não possui uma vedação eficiente e, com o aumento da pressão interna devido ao aumento de carga, vazamentos de ar podem ter ocorrido e não terem sido percebidos. Para verificação do comportamento teórico da rigidez, em caso de vazamentos, na Figura 5.7 está desenhada novamente a curva experimental obtida na condição 03, mas comparada com a curva teórica, considerando-se um volume inicial de gás igual à $0,0035 \text{ m}^3$, ou seja, menor que volume teórico calculado anteriormente.

Também deve ser considerado a possibilidade da hipótese de gás ideal começar a se distanciar da realidade com o aumento da pressão

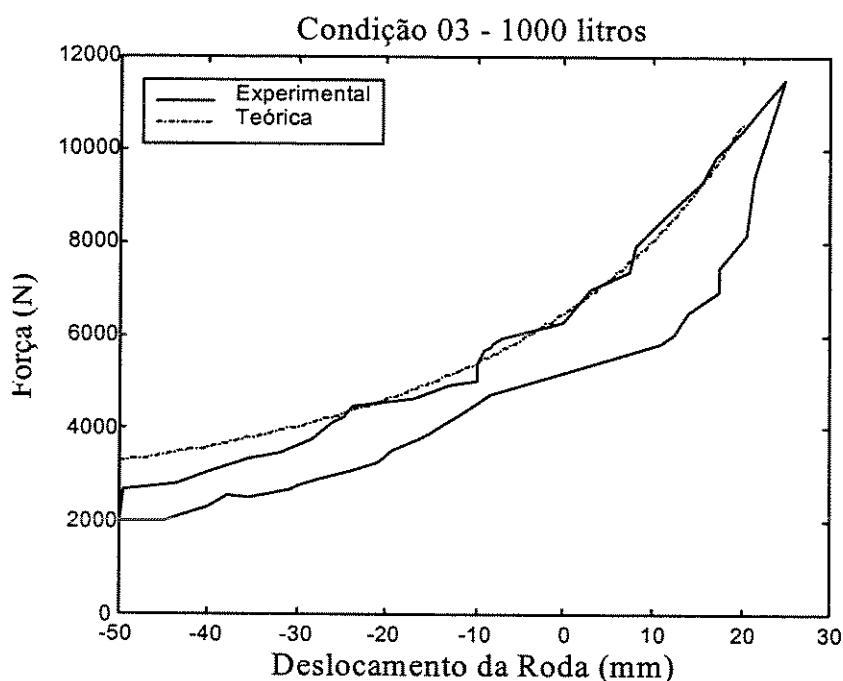


Figura 5.7 – Condição 03 com o volume inicial de gás teórico menor.

Pode se notar na Figura 5.7 que a redução do volume inicial de gás na análise teórica faz com que a resposta se aproxime da curva obtida experimentalmente, reforçando a hipótese de vazamento de gás durante os testes ser real.

Pode ser observado que existe uma diferença entre a resposta quando a base está subindo e quando está descendo. Isto deve-se à força de atrito existente no sistema, que relativamente ao

valor da força atuando na roda, é muito grande. Como a avaliação da força de atrito exige um estudo mais profundo, não fará parte deste trabalho, pois o objetivo da análise dinâmica é avaliar qualitativamente o desempenho da suspensão hidropneumática. Além disto, o cilindro utilizado na bancada de teste não será necessariamente o mesmo utilizado em uma futura aplicação, sendo que para tal, a força de atrito deverá ser levada em conta.

5.5 – Análise Experimental Dinâmica

5.5.1 – Caracterização de Sistemas Não-lineares.

A análise no domínio das frequências de sistemas lineares é caracterizada por um conjunto de funções de resposta em frequência (FRF) únicas, que podem ser definidas como a razão no domínio das frequências entre uma resposta, geralmente em deslocamento, e a força de excitação que a provocou. Para sistemas lineares vale o princípio da superposição, ou seja, que a resposta a uma superposição de forças corresponde à superposição das respostas a cada força isoladamente, e portanto as respostas em uma frequência dependem apenas das excitações naquela frequência. Além disso, a relação de amplitudes entre entradas e saídas independe da amplitude da oscilação. Para sistemas não-lineares não existe uma função de resposta em frequência. Existem algumas propostas para estender o conceito de FRF a sistemas não lineares. As funções de resposta em frequência assim definidas têm duas diferenças principais comparada com as FRFs definidas para um sistema linear: A primeira é que a resposta total de um sistema não-linear é dada por série de funções de respostas em frequência, em contraste a apenas uma função no caso de sistema linear. Quanto maiores forem as não-linearidades, mais funções de respostas em frequência são necessárias para representar a resposta total. Por outro lado, para uma larga classe de sistemas não-lineares, a maioria dos efeitos dominante está contido nas denominadas frequências de primeira, segunda, e terceira ordem, e estas são frequentemente suficientes para caracterizar o sistema de maneira muito precisa, de acordo com Sanliturk (1997) e Vinh (1989). A segunda diferença é que cada função de resposta em frequência é uma função multi-variável, até mesmo para um sistema sob uma única entrada e uma única resposta. Esta característica aumenta a dificuldade de análise de sistemas não-lineares.

Funções de resposta em frequência tem sido frequentemente medidas durante muitos anos em diferentes aplicações de testes modais, usando diferentes tipos de excitações. De acordo com Ferreira (1998) embora uma função de resposta em frequência medida para sistemas lineares ser independente da escolha do sinal de excitação, a maioria das estruturas de engenharia apresenta o problema de que a resposta global da estrutura é não linearmente dependente do nível e do tipo de excitação. Um método apropriado de excitação deve ser selecionado para estudos de sistemas não-lineares. Existem três tipos de excitação amplamente utilizados em análise de vibrações: periódica, aleatória e transiente, sendo cada uma delas discutidas a seguir.

Excitação Periódica

A excitação periódica mais comumente utilizada para obter funções de resposta em frequência é a excitação senoidal, devido à sua simplicidade e precisão. A função de resposta em frequência é obtida através do uso de uma excitação harmônica estacionária. Para cada frequência, uma força é aplicada a qual consiste de uma onda senoidal de amplitude constante. É aguardado até que a resposta alcance uma condição estacionária, e o espectro da excitação e a resposta são calculados. Para estruturas lineares, quando a excitação é senoidal, a resposta é também senoidal com a mesma frequência da excitação, mas com magnitude e fase diferentes. Deste modo, para um caso linear, apenas uma componente do espectro de frequência é extraída em cada ponto de frequência. Porém, para sistemas não-lineares, mesmo sendo o sinal de excitação um sinal senoidal puro, ou seja, composto de apenas uma frequência, a resposta é composta de várias frequências, tais como as harmônicas e frequências intermodulares. Neste caso, a função de resposta em frequência pode ser calculada usando a definição matemática ideal, relacionada com as séries de Volterra ou definida de diferentes formas, tal como apresentado em Ferreira (1988). As últimas, se corretamente definidas, podem conter todas as informações necessárias sobre o comportamento do sistema.

A grande vantagem da excitação senoidal está relacionada com sua propriedade de conter uma única frequência. Neste caso, o nível da força de excitação pode ser precisamente controlada, uma característica que se torna muito importante na avaliação precisa de funções de resposta em frequência de sistemas não lineares, de acordo com Storer (1993), devido ao fato que

a excitação harmônica revela as distorções das FRFs na região da ressonância para diferentes níveis de força. Excitações harmônicas também revelam as respostas sub e super harmônicas, que são manifestações claras de um comportamento não-linear. Além disto, as medidas podem estar concentradas onde são requeridas, tendo diferentes incrementos de frequências. Por exemplo, próximo às ressonâncias e anti-ressonâncias, as FRFs exibem mudanças rápidas e incrementos de frequências menores são recomendados. Por outro lado, longe das ressonâncias e anti-ressonâncias, a variação é muito lenta e os espaçamentos entre as frequências podem ser maiores.

Duas condições diferentes podem ser usadas para obter as FRFs de sistemas não lineares. A primeira é manter a amplitude das forças de excitação constante para todas as frequências de excitação. Esta técnica permite observar a distorção da FRF, tal como, o fenômeno de salto (jump) a medida que o nível de entrada é aumentado. A segunda técnica é manter a amplitude da resposta constante para todas frequências de excitação. Aqui, a FRF obtida parece a FRF de um sistema linear. Isto permite a aplicação de técnicas de análise modal padrão para obter algumas características linearizadas do sistema.

A principal desvantagem da técnica de excitação senoidal é que o tempo necessário para obter uma FRF é maior do que o requerido por outras técnicas. Isto está relacionado ao fato de que a excitação é realizada frequência por frequência e, a cada frequência, um tempo para a resposta do sistema se estabilizar é requerido antes de começar as medições. Ocasionalmente, porém, a correta medição da resposta em frequência justifica o aumento do tempo gasto para a identificação. Normalmente, quando o objetivo é melhorar o modelo analítico usando correlação de dados analíticos com dados obtidos experimentalmente, quanto maior a precisão na medição da FRF, melhor será o modelo analítico derivado.

Excitação Aleatória.

Excitação aleatória é amplamente utilizada em testes dinâmicos de sistemas lineares porque a característica destes sinais é de conter energia sobre uma larga faixa de frequências simultaneamente, assim possibilitando economizar tempo na obtenção das funções de resposta

em frequência com o uso de excitação aleatória. O sinal aleatório é um sinal contínuo e de quem a amplitude pode apenas ser prevista em termos estatísticos.

O processo de medição de função de resposta em frequência começa com a amostragem a intervalos discretos de tempo da força aleatória e da resposta no domínio do tempo. Os sinais originais são contínuos no tempo, mas a história do sinal amostrado é finita em comprimento e não periódica. Estes sinais amostrados no tempo são convertidos para o domínio da frequência através de Transformada Discreta de Fourier. O uso da análise de Fourier coloca restrições. Por exemplo, os sinais amostrados não periódicos são considerados periódicos e, como resultado, um problema de “leakage” acontece na estimação das funções de resposta em frequência. No entanto, este efeito pode ser minimizado pelo uso de funções de ponderação, como janela Hanning, antes de executar a Transformada de Fourier. Após o processamento do sinal, a função resposta em frequência requerida da estrutura é obtida por procedimentos apropriados que combinam espectro da força e espectro da resposta. As limitações são relacionadas com as restrições impostas pelo método convencional da análise de Fourier com discretização uniforme no domínio da frequência, e limitações de tamanho dos blocos de sinais. Neste caso, os pontos não podem estar concentrados ao redor das ressonâncias e anti-ressonâncias, como pode ser feito no caso de excitação senoidal. Por outro lado, os sinais podem ser gerados para ajustar a faixa de frequência de interesse, ou filtrado e modulado o sinal original de banda larga. Deste modo, o sistema não é excitado por frequências fora da faixa de análise, resultando em uma melhor relação dinâmica para a análise.

Para sistemas não-lineares, a FRF obtida utilizando-se excitação aleatória parece não ser distorcida, sendo similar às referentes a sistemas lineares. Isto é devido ao efeito de médias decorrentes de usar excitação aleatória. Embora as FRFs não mostrem distorção alguma, diferentes FRFs serão obtidas para diferentes níveis de excitação, resultando em uma dependência da amplitude da entrada. Esta técnica é também estendida para obter FRFs de altas ordens. Além disto, embora o procedimento não pareça produzir FRFs de altas ordens de boa qualidade, as FRFs são melhoradas pela aplicação de um filtro global linear que ajusta um modelo linear para os dados obtidos, conforme Gifford (1989).

Excitação Transiente

Excitação transiente, como impacto, é muito comum e convencional para análise dinâmica de estruturas mecânicas. Esta popularidade é principalmente devido à simplicidade do método de excitação, o qual o faz muito adaptável para testes em larga escala. A excitação por impacto pode ser produzida pelo uso de um martelo instrumentado com um transdutor de força. Quando a estrutura é excitada pelo martelo, energia é transferida para a estrutura em um período de tempo muito curto. O processo de medição das FRFs começa com a amostragem da força e a resposta no tempo devido ao impacto. Novamente, o sinal no tempo é convertido para o domínio das frequências, aplicando análise de Fourier. Devido às restrições impostas pela transformada de Fourier, pode ocorrer um problema de “leakage”, usualmente no sinal de resposta. Se a resposta não cair para nível próximo de zero no final do período de amostragem, uma janela exponencial é aplicada para reduzir o problema de “leakage”. Logo se obtém a resposta em frequência dividindo o espectro da resposta pelo espectro da força.

A forma do sinal da força depende do tipo e da massa do martelo e das características dinâmicas da estrutura investigada. As vantagens do teste de impacto estão relacionadas com o curto tempo gasto para obter a FRF, devido a apenas poucas médias serem necessárias, e ser muito prático para aplicação em campo. No entanto, desvantagens da excitação por impacto são que a largura de banda da excitação tem controle limitado, baixa energia de entrada e baixa razão sinal/ruído.

Infelizmente, um teste de impacto raramente pode ser utilizado para estruturas não-lineares, devido a inconsistência na duração e força dos impactos, e devido ao baixo nível RMS do sinal produzido devido à curta duração da entrada ativa. Isto significa que o nível da energia aplicada pode ser muito difícil de controlar e os altos níveis de pico podem acentuar a resposta não-linear do sistema. Em adição, o baixo valor RMS pode resultar em pobre relação sinal/ruído dos sinais medidos. No entanto, este já tem sido aplicado para identificar não linearidades simples localizadas por Frachebourg (1989) e tem sido usado para medir FRFs de segunda ordem de estruturas não-lineares com uso de martelo de impacto elétrico especial por Chouychai (1986) e (1987).

Escolha do Sinal de Excitação.

Como mencionado anteriormente, existem várias técnicas de excitação disponíveis atualmente para testes de vibrações em estruturas. Dentre elas, os três principais tipos de excitação foram apresentados. Cada um destes métodos tem suas vantagens e desvantagens, e a escolha se torna mais importante quando sistemas não-lineares são analisados.

Para estruturas lineares, uma vez que todos os diferentes tipos de excitações produzem uma mesma e única FRF, a escolha da excitação, entre outras coisas, está relacionada com a aplicação em teste, tempo disponível para a análise e qualidade requerida dos dados. Para sistemas não-lineares, é importante ter sempre em mente que estes sistemas respondem de maneira diferentes para diferentes tipos de excitação. Logo, a escolha da excitação é dependente da análise requerida para o sistema. Se a principal preocupação é entender e diagnosticar as características de vibração estrutural, então o impacto pode ser utilizado. Devido a sua característica de simplicidade e adaptabilidade, o teste de impacto fornece uma forma simples e rápida de entender como uma dada estrutura está se comportando dinamicamente. Quando o modelo dinâmico linearizado do sistema é o principal interesse, a primeira preocupação será extrair um modelo linear do sistema que se comportará dinamicamente o mais próximo possível do sistema não-linear. A excitação aleatória pode ser uma técnica eficiente neste caso devido à sua característica de considerar os efeitos da não-linearidade do sistema como um erro sistemático na saída. Portanto, a FRF obtida dará uma melhor aproximação para o sistema. Por outro lado, se o principal objetivo é investigar não-linearidades, como a resposta do modelo de uma estrutura não-linear pode mudar para diferentes níveis de excitação, a técnica de excitação senoidal é o procedimento mais apropriado, devido à facilidade em se controlar o nível da força ou deslocamento de entrada. Neste trabalho a excitação utilizada será senoidal.

5.5.2 – Função Resposta em Frequência - Análise Experimental.

A técnica utilizada neste trabalho para a obtenção da FRF foi “stepped sine”, que consiste em uma varredura discreta de frequências utilizando uma forma de onda senoidal. Neste tipo de excitação, após a estabilização do sinal de resposta, é aplicada a FFT neste sinal e a amplitude da

resposta para a frequência de excitação é correlacionada com a excitação e o resultado armazenado. Este procedimento é repetido para toda a faixa de frequência de interesse.

O sinal de excitação gerado foi de amplitude constante para toda a faixa de frequência, exceto em alguns casos (baixas frequências), onde a energia do sinal de excitação não foi suficiente para vencer a força de atrito do sistema de suspensão. Nestes casos, a amplitude da excitação foi aumentada para que a suspensão entrasse em regime de trabalho.

Como a suspensão hidropneumática se trata de um sistema não linear, a resposta se alterará sempre que a excitação for alterada. Desta forma e devido à técnica do “stepped sine”, a identificação das frequências foi uma identificação harmônica. A desvantagem desta identificação é que a contribuição devido as sub-harmônicas e harmônicas superiores é perdida.

Para a realização dos experimentos dinâmicos, foram utilizados três acelerômetros piezoelétricos PCB Modelo 333 instalados conforme Figura 5.8 a seguir. O acelerômetro 1, instalado na base da “mão francesa”, mede o sinal de excitação. O acelerômetro 2 foi instalado no eixo da roda e o acelerômetro 3 no chassi da carreta, na posição exatamente sobre a suspensão, onde há a transmissão da excitação da roda para o chassi. Na Tabela 5.2 estão as características dos sensores utilizados.

Tabela 5.2 – Características dos sensores utilizados.

Acelerômetro	Faixa de Medida Hz	Sensibilidade mV/g
Nº 1	2 a 12k	88
Nº 2	2 a 12k	100
Nº 3	2 a 12k	106

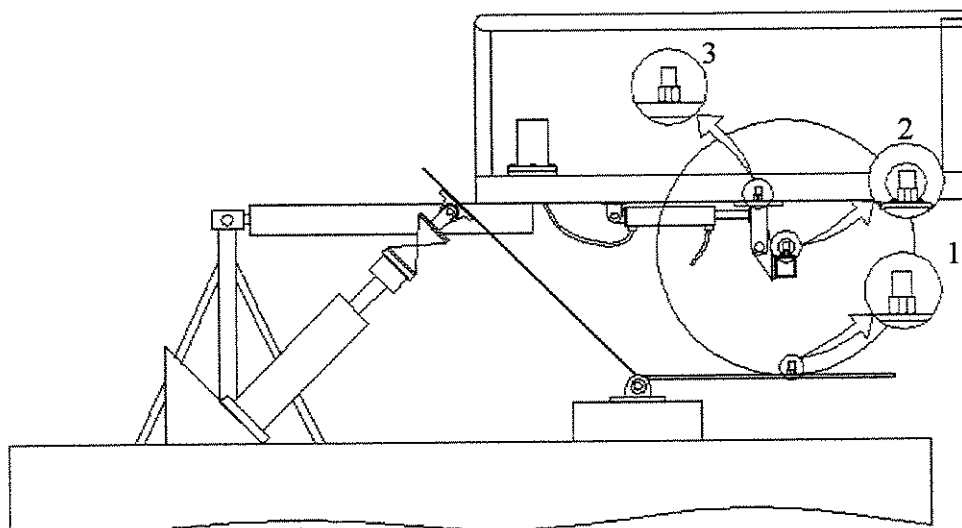


Figura 5.8 – Disposição dos acelerômetros.

A partir desta configuração de instrumentação é possível a obtenção da FRF considerando o sinal medido no chassi com relação ao sinal de excitação e a FRF considerando o sinal medido no eixo com relação ao sinal de excitação.

Para a realização dos testes dinâmicos foi utilizado o sistema apresentado na Figura 5.4. O sinal de excitação foi gerado externamente por um sistema independente que também é responsável pela aquisição das respostas. O sinal gerado é utilizado pelo controlador para excitar os atuadores hidráulicos e o sinal de resposta medido pelos sensores é armazenado pelo sistema de aquisição. O sistema de aquisição avalia a resposta por um determinado tempo, fazendo médias das medidas e comparando com o valor anterior, até que o sinal esteja estabilizado. A partir daí, as amplitudes das respostas correspondentes à frequência de excitação são adquiridas e armazenadas e o sistema é excitado em uma nova frequência. A Figura 5.9 mostra o esquema da montagem para a realização do experimento.

O experimento foi conduzido para quatro condições distintas de carregamento sobre a carreta, sendo elas: carreta vazia, carga de 150 litros, 500 litros e 1000 litros, sendo água o fluido utilizado para encher a carreta. A excitação foi realizada nas duas rodas da carreta, simultaneamente, sendo um dos testes com excitação em fase e o outro em oposição de fase, para avaliação do comportamento nestas duas condições.

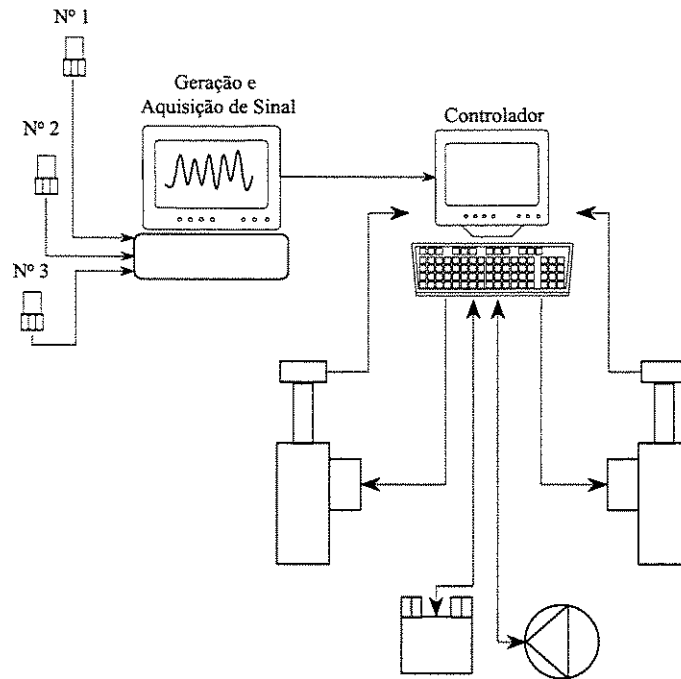


Figura 5.9 – Esquema do Sistema de Geração e Aquisição de Sinais.

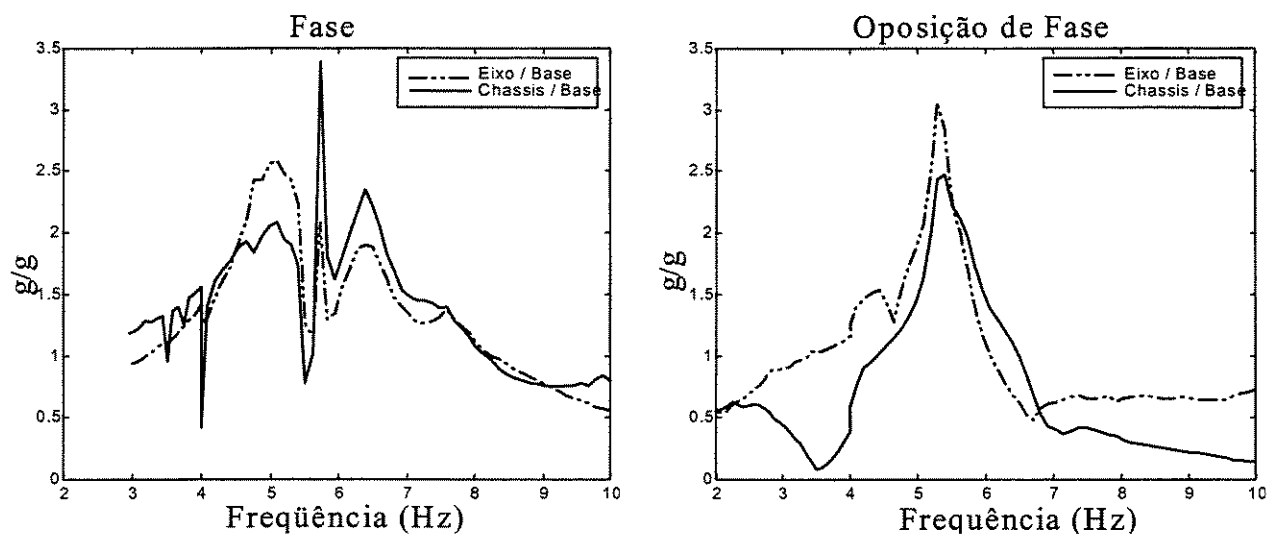
Na Tabela 5.3 abaixo estão as condições de carga, as faixas de frequências e as respectivas amplitudes dos sinais de excitação utilizados para cada condição de carga.

Tabela 5.3 – Parâmetros utilizados no ensaio dinâmico.

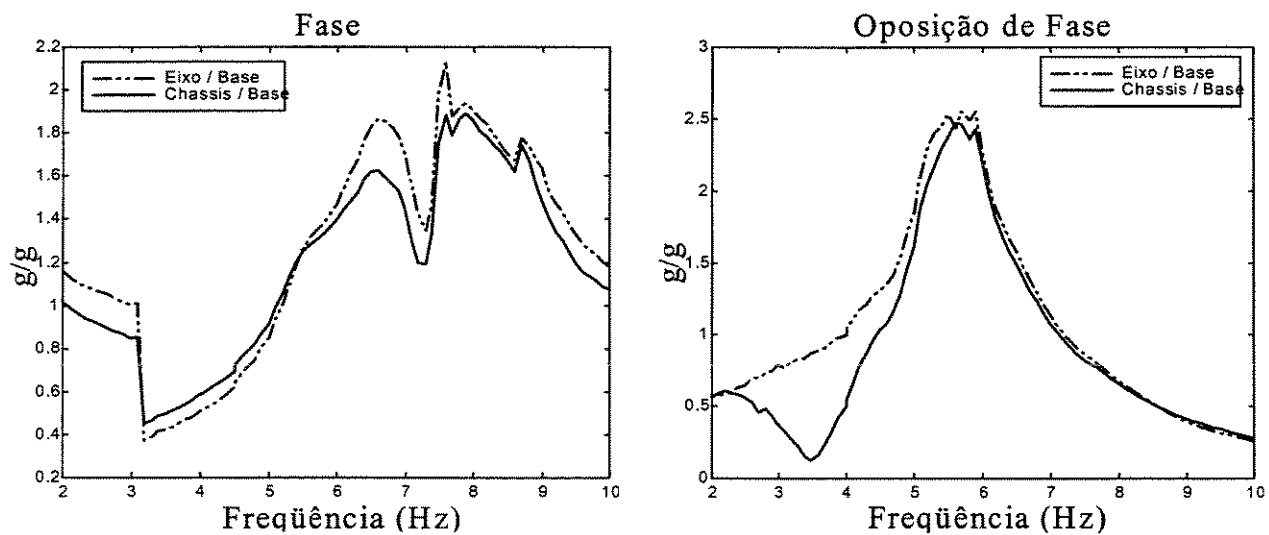
Condição de Carga	Excitação - Fase		Excitação - Oposição de Fase	
	Faixa (Hz)	Amplitude (mm)	Faixa (Hz)	Amplitude (mm)
Vazia	2 a 4,0	7,0	2 a 4,0	5,0
	4,0 a 10	4,0	4,0 a 10	2,5
150 l	2 a 3,09	7,0	2 a 4	5,0
	3,09 a 4,5	6,0	4 a 10	2,5
	4,5 a 10	4,0	--	--
500 l	2 a 4,5	6,0	2 a 4,5	5,0
	4,5 a 10	4,0	4,5 a 10	2,5
1000 l	2 a 4,5	6,0	2 a 4,5	5,0
	4,5 a 10	4,0	4,5 a 10	2,5

A Figura 5.10(a), (b), (c) e (d) mostram as FRFs para excitação em fase e em oposição de fase, para as condições de cargas Vazia, 150, 500 e 1000 litros, respectivamente. Em todas as

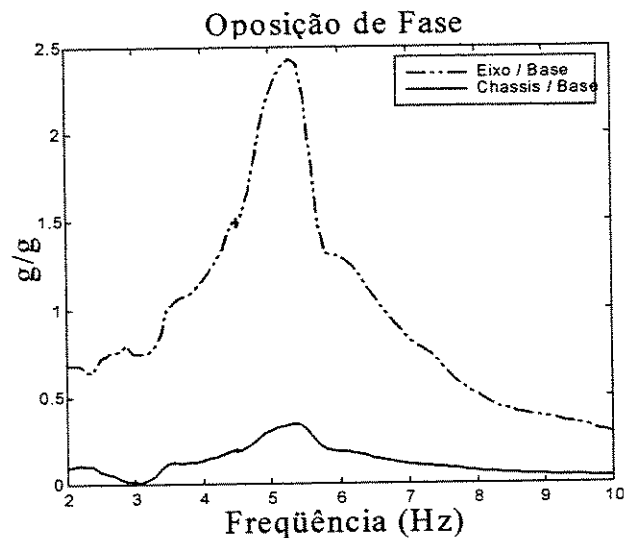
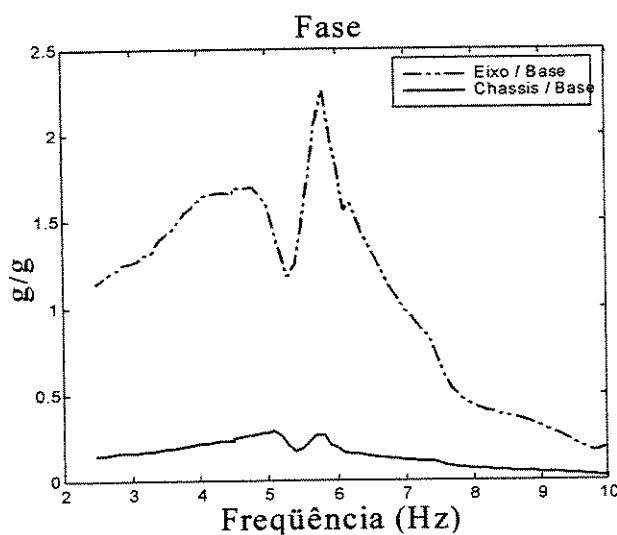
respostas, a sensibilidade dos acelerômetros foi levada em consideração para corrigir as amplitudes das respostas.



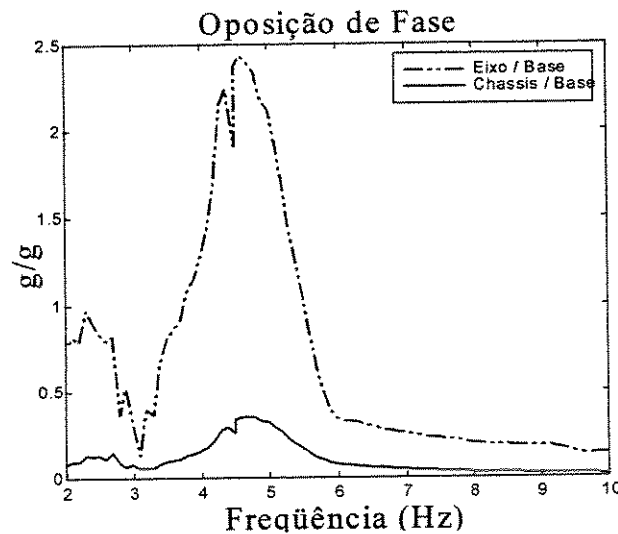
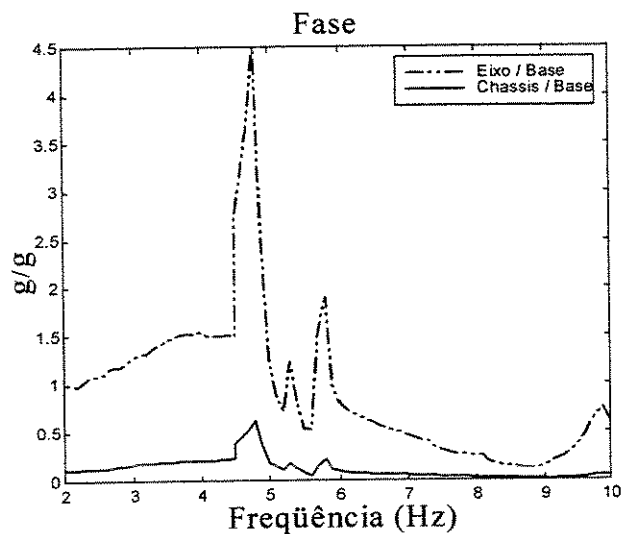
(a) Vazia



(b) 150 litros



(c) 500 litros



(d) 1000 litros

Figura 5.10 – “FRF’s” do sistema com diferentes condições de carga.

Em todas as condições de carga, as amplitudes das FRFs são menores para a relação chassis/base do que a relação eixo/base, o que demonstra que a suspensão hidropneumática trouxe ganhos reais para este veículo, diminuindo a transmissibilidade.

A diferença nas amplitudes das FRFs é maior para as condições de carregamento maiores, pois nestas condições, a influência da força de atrito existente no sistema de suspensão é menos significativa, comparativamente com a força atuando nas rodas.

Podem ser verificados também vários pequenos picos em todas as curvas. Estes picos estão relacionados com os modos de água dentro do reservatório da carreta. No modelo teórico discutido anteriormente, os modos de água não foram levados em conta, pois o estudo não objetiva determinar este comportamento.

5.5.3 – Análise do Comportamento do Amortecimento

O objetivo dos testes realizados é verificar o comportamento do coeficiente de amortecimento da suspensão hidropneumática instalada na carreta do pulverizador quando há variação na carga sobre a carreta. A influência da posição da válvula (mais aberta ou mais fechada) instalada no circuito de óleo entre a câmara e o cilindro não foi levada em conta devido ao alto atrito já existente no sistema, que proporcionou um amortecimento elevado. Para este experimento, em todas as condições de carregamento a posição da válvula foi mantida sempre aberta.

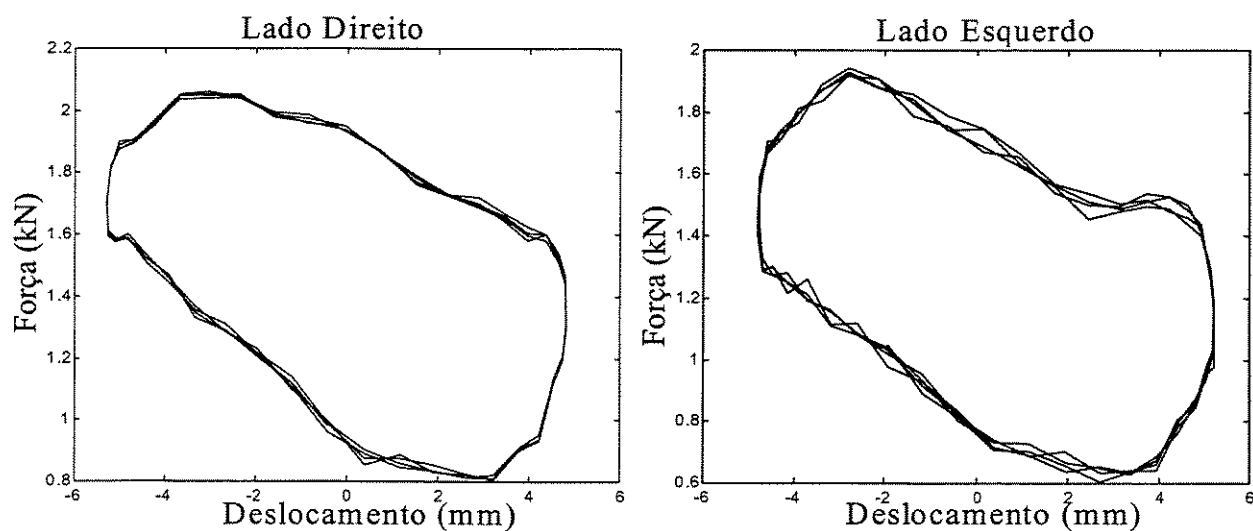
Um sistema em vibração pode encontrar muitos tipos de forças amortecedoras, desde o atrito molecular interno ao atrito por deslizamento e resistência de fluido. Geralmente a descrição matemática destas forças é muito complicada e não se presta para a análise de vibração, de acordo com Thomson (1978).

Vários tipos de análises podem ser usados para estudar as características de amortecimento de sistemas mecânicos. É comum o estudo dos mecanismos de amortecimento através da medição da energia dissipada por ciclo sob uma condição de carregamento harmônica. O diagrama de força por deslocamento é obtido e utilizado para medir a energia dissipada e a partir daí determinar uma medida do amortecimento do sistema. É usual definir a *capacidade de*

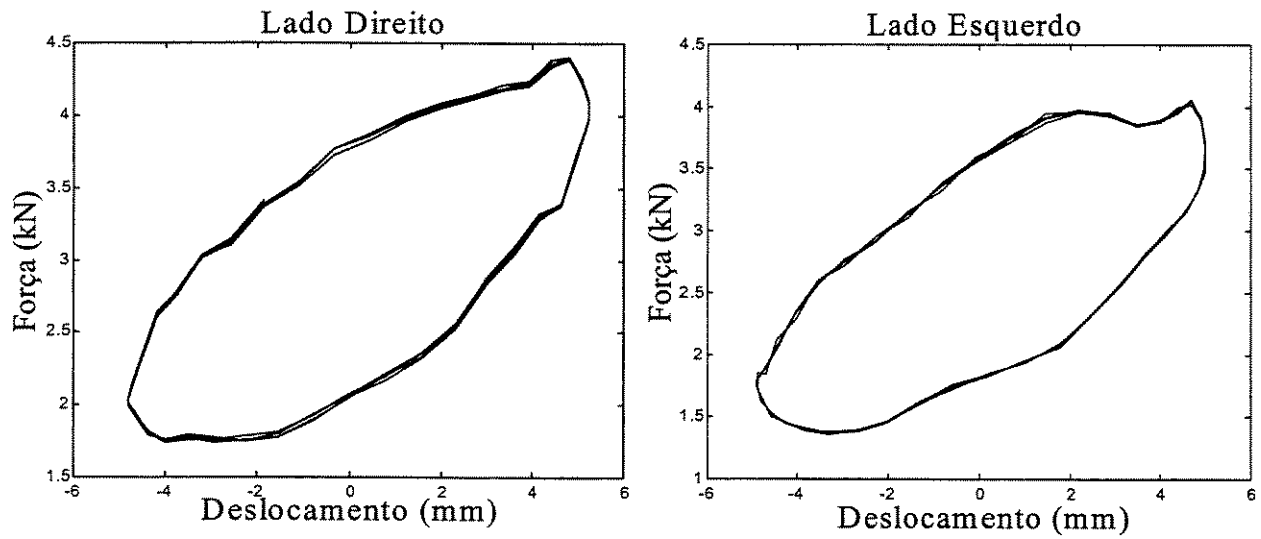
amortecimento específica como a energia perdida por ciclo dividido pelo pico da energia potencial, $\frac{\Delta E}{U}$, como demonstrado por Inman (1996).

Para a obtenção da curva força x deslocamento, foi utilizado o mesmo sistema Schenck® já descrito anteriormente. Uma excitação senoidal de frequência 5 Hz e de amplitude de deslocamento 5 mm, medido no atuador hidráulico, foi utilizado. Como existe a plataforma de excitação, a medida do deslocamento da roda não foi 5 mm. A força foi medida na célula de carga instalada no atuador hidráulico. A medida de energia dissipada também leva em consideração a energia dissipada pela plataforma, mas pelo fato desta ser confeccionada de forma rígida, a dissipação será mínima e constante para qualquer condição de carga, fator que não influencia nos resultados, pois estaremos analisando a variação do fator de amortecimento devido à variação da carga e não um valor absoluto do amortecimento do sistema. Três condições de carga (completamente vazia, meia carga e completamente cheia) foram testadas e as curvas força por deslocamento foram registradas e estão mostradas na Figura 5.11(a), (b) e (c), respectivamente.

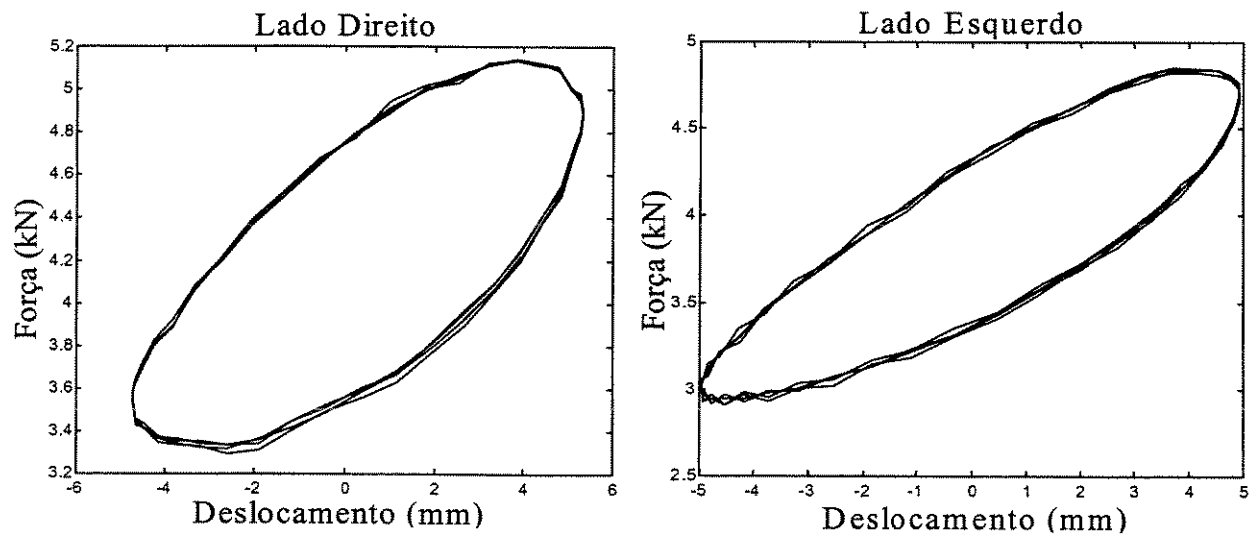
Durante os testes realizados, o amortecimento foi mantido constante para todas as condições de carregamento, ou seja, a válvula instalada no circuito de óleo do sistema de suspensão foi mantida sempre na mesma posição.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.11(a) Vazia, (b) Meia Carga (500 litros) e (c) Cheia (1000 litros) - Força por Deslocamento definindo o ciclo de histerese para o amortecimento do sistema.

Na Figura 5.11 pode ser observado que o “looping” de histerese inverte o sentido quando a carga é aumentada. Isto se deve ao fato de que com o aumento da carga houve deslocamento das frequências naturais do sistema, devido à variação não linear da rigidez com a massa.

Outro ponto é que as curvas para a roda do lado direito e do lado esquerdo são diferentes. As curvas do lado esquerdo são mais “estritas” (exceto na condição vazia), o que pode significar que a dissipação de energia por ciclo é menor.

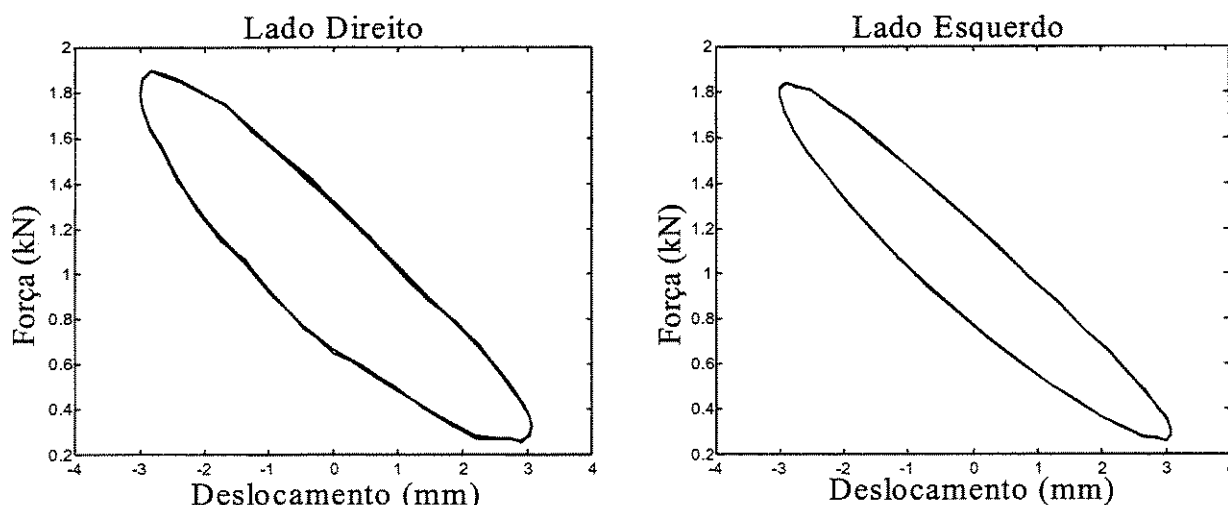
Na Tabela 5.4 estão os valores da média da capacidade de amortecimento para as duas rodas nas diferentes condições de carregamento.

Tabela 5.4 – Capacidade de amortecimento.

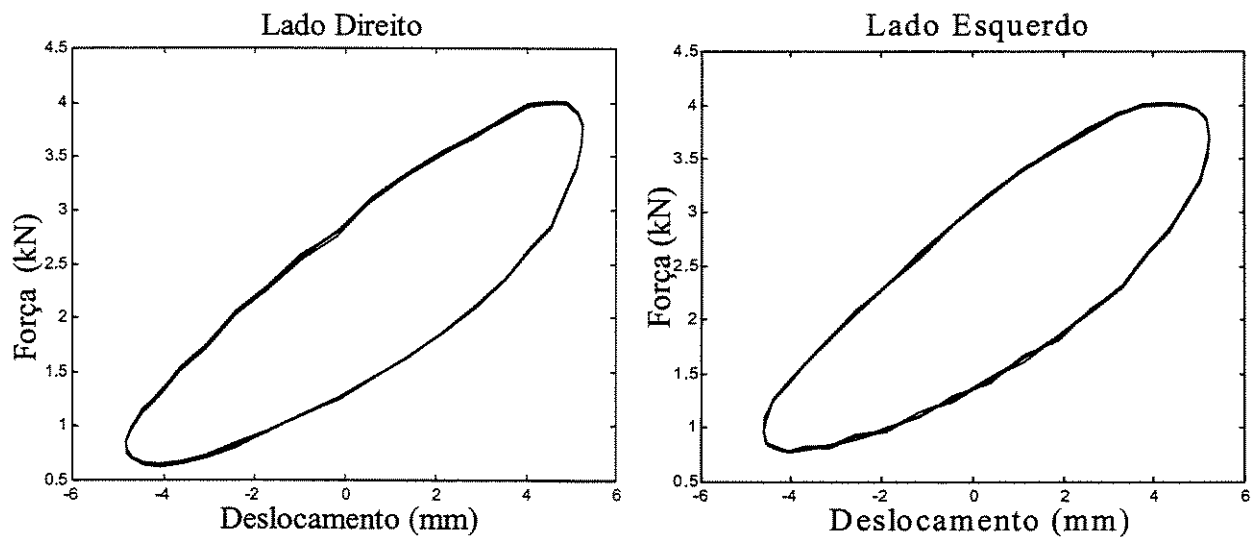
	Lado Direito	Lado Esquerdo	Média
Cheio	3,29	5,69	4,49
Carga Média	5,29	5,12	5,20
Vazio	28,11	9,79	18,95

Como o valor do amortecimento foi o mesmo para as três condições de carga, uma vez que a válvula foi mantida na mesma posição de abertura, é perfeitamente possível de ver que a capacidade específica de amortecimento aumenta quando há uma diminuição da carga sobre a carreta, como já previsto anteriormente pela teoria e verificado pela análise numérica.

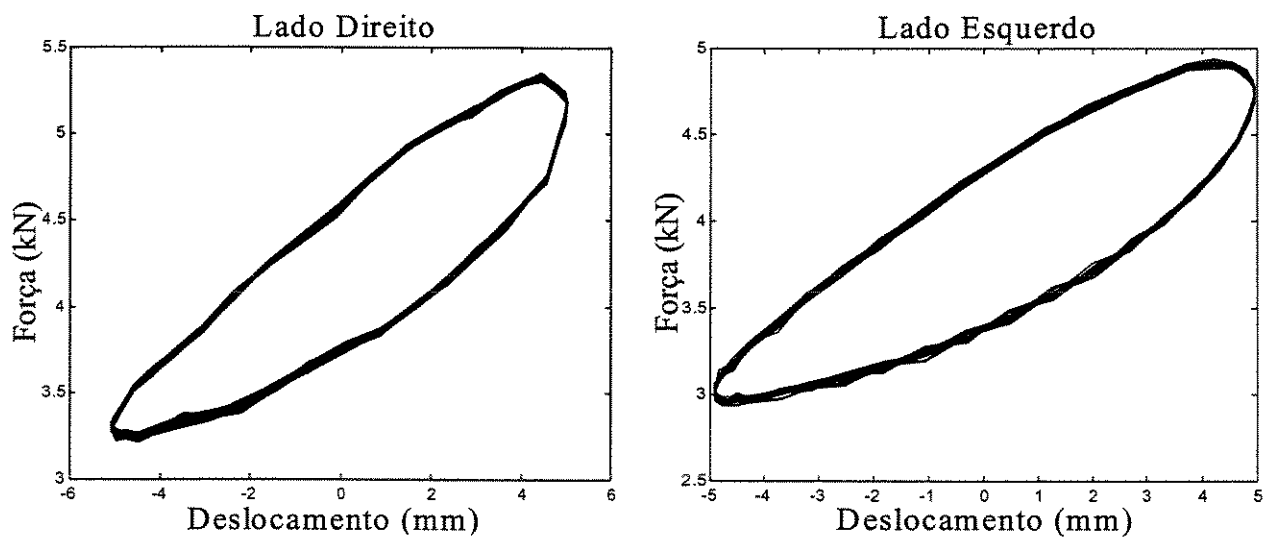
Para se ter uma idéia de quanto o valor do amortecimento da suspensão representa do valor total do amortecimento da carreta, a suspensão foi retirada e o “looping” de histerese obtido para cálculo da capacidade específica de amortecimento. Na Figura 5.12 estão desenhadas as curvas de força pelo deslocamento.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.12 (a) Vazia, (b) Meia Carga (500 litros) e (c) Cheia (1000 litros) - Força por Deslocamento definindo o ciclo de histerese para o amortecimento do sistema sem suspensão.

O valor da capacidade específica de amortecimento para esta condição está na Tabela 5.5 a seguir.

Tabela 5.5 – Capacidade de amortecimento sem suspensão.

	Lado Direito	Lado Esquerdo	Média
Cheio	2,92	2,53	2,72
Carga Média	4,62	7,78	6,20
Vazio	1,78	2,33	2,05

Observa-se que o valor da capacidade de amortecimento do sistema diminui quase que pela metade quando o sistema de suspensão é retirado da carreta, no caso da carreta vazia ou completamente carregada. Já no caso da carreta com carga média se observa uma grande movimentação da água, devido à proximidade da frequência natural de um modo do fluido. Esta movimentação é mais intensa no caso da carreta sem suspensão, devido ao maior deslocamento do chassi, o que pode explicar o aumento da energia dissipada por ciclo no caso da ausência de suspensão.

Capítulo 6

Conclusões e sugestões para próximos trabalhos

Este trabalho enfatiza o desenvolvimento de uma metodologia para o dimensionamento dos parâmetros de projeto de uma suspensão hidropneumática, devido à maioria dos trabalhos desenvolvidos e divulgados relacionados a suspensões hidropneumáticas estarem concentrados na área de controle. Apesar da complexidade da bancada de testes utilizada e de algumas limitações e simplificações assumidas, os resultados experimentais obtidos possibilitaram verificar as características, limitações e aplicabilidade deste sistema, confirmando os resultados dos estudos teóricos e numéricos, além de revelar alguns requisitos necessários para a aplicação deste tipo de suspensão em veículos comerciais.

Dentre os objetivos alcançados neste trabalho, podemos destacar:

- 1) O desenvolvimento de um procedimento para especificar os parâmetros críticos da suspensão hidropneumática, levando em conta algumas características de aplicação e o modelo da mola obtido assumindo a hipótese de gás ideal e processo isotérmico.
- 2) Avaliação do desempenho deste sistema, comparativamente a um sistema de suspensão convencional, sob as mesmas solicitações.
- 3) Verificação experimental dos resultados teóricos obtidos, através do uso de um pulverizador agrícola com um sistema de suspensão hidropneumática projetado

utilizando o procedimento desenvolvido, tendo sido obtida boa concordância entre os resultados teóricos e experimentais.

Na análise teórica, foi desenvolvido o modelo matemático de $\frac{1}{4}$ e $\frac{1}{2}$ veículo com suspensão hidropneumática para avaliação de desempenho comparativamente ao modelo utilizando suspensão convencional. Os resultados obtidos serviram para mostrar qualitativamente o comportamento da suspensão hidropneumática, uma vez que o modelo do veículo não levou em consideração a força de atrito nem o deslocamento do CG devido à movimentação da carga de água. Os resultados mostraram que, em todos os casos analisados, o deslocamento do veículo na ressonância foi menor com o modelo utilizando a suspensão hidropneumática, e também que estes deslocamentos máximos sempre ocorrem em frequências menores quando é utilizada suspensão hidropneumática. Foi mostrado também que para a aplicação em máquinas agrícolas ou em veículos cuja massa tenha grande variação, é necessário a implementação de um controle de amortecimento e de altura, sem o qual o bom desempenho do sistema pode ser afetado.

Também foi verificado experimentalmente que durante os ensaios dinâmicos, o deslocamento médio da carreta se dá em uma posição acima da posição estática, como previsto analiticamente. Durante os testes, a correção da altura foi feita manualmente, utilizando uma motobomba externa para injetar ou retirar óleo do sistema.

Alguns aperfeiçoamentos que podem ser sugeridos para futuros trabalhos são:

- 1) Automatizar o processo de controle de altura.
- 2) Instrumentar a câmara para ter um controle mais efetivo do volume de gás no seu interior.
- 3) Utilizar cilindros de baixo atrito.
- 4) Acrescentar atrito no modelo matemático.
- 5) Introduzir controle de amortecimento (controle semi-ativo).
- 6) Introduzir controle ativo.
- 7) Modelar e testar outras configurações (minimizar “roll”, etc...).
- 8) Analisar a influência da dinâmica do fluido carregado.

Referências Bibliográficas

- Picado, Ricardo Migueis. *Controle Semi-ativo em Suspensões Automotivas*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1988. 74 p. Tese (Mestrado).
- Yi, M.W.K. and Hedrick, J.K. Semi-active suspension to reduce pavement damage: Theoretical design and implementation. In: *Third Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions*, 1992.
- Valasek, M.N.M. Ground hook for semi-active damping of trucks suspension. *Proceeding. of CTU Workshop 96*, Engineering Mechanics, CTU Prague, Brno 1996, pp. 467-468, 1996.
- Els, P.S., Grobberlaar, B. Investigation of the Time and Temperature Dependency of Hydro-Pneumatic Suspension System. *SAE Technical Paper Series n. 930265, Vehicle Suspension and Steering Systems*, SAE Special Publication SP-256, pp. 55-65, 1993.
- Félez, J., Vera, C. Bond Graph Assisted for Hydro-Pneumatic Suspensions in Crane Vehicles. *Vehicle System Dynamics*, n.16, pp. 313-332, 1987.
- Horton, D. N. L, Crolla, D. A. Theoretical Analysis of a Semi-Active Suspension Fitted to an Off Road Vehicle. *Vehicle System Dynamics*, n.15, pp. 351-372, 1986.
- Fraser, I. H. Mathematical Modelling of a Passive and Semi-Active Hydropneumatic Suspension System Applied to a Single Wheel Station. *Technical Note A.M. 102*, Royal Military College of Science, Shivenham, 1982.

- Probert, S. T. Computer Modelling Investigation of a Semi-Active Monocycle and Vehicle Suspension system. *Branch Note VSI-6/84*, Royal Armament Research and Development Establishment, Chertsey, 1984.
- Demerdash, S.M. and Crolla, D.A. Hydro-pneumatic Slow-active Suspension with Preview Control. *Vehicle System Dynamics*, 25, pp. 369-386, 1996.
- El-Demerdash, S. M. and Crolla, D.A. Effect of non-linear components on the performance of a hydro-pneumatic slow-active suspension system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D- Journal Of Automobile Engineering*, 1996, 210, pp. 23-34.
- Shuttlewood, D.W., Crolla, D.A., Sharp, R.S. and Crawford, I.L. Active Roll Control for Passenger Cars. *Vehicle System Dynamics*, 22, pp. 383-396, 1983.
- Lohmann, Boris. Application of Model Order Reduction to a Hydropneumatic Vehicle Suspension. *IEEE Transactions on Control System Technology*, vol.3, n.1, 1995.
- Hrovat, D. Application of a Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design. *ASME J. Dynamic Sys., Measurement Contr.*, vol. 115, pp. 328-342, 1993.
- Yohsuke, Akatsu. *Automotive Eletronic Handbook*. 2.ed. Author: Jurgley, Mc Graw Hill, 1999, Cap. 18.
- Besinger, F.H, Cebon, D. and Cole, D.J. Force Control of a Semi-active Damper. *Vehicle System Dynamics*, 24, n 9, pp. 695-723, 1995.
- Thomson, W. T. *Teoria da Vibração com Aplicações*. Rio de Janeiro: Ed. Interciência Ltda., Brazil, 1978, 463p.

Bathe, K. J. and Wilson, E. L. *Numerical Methods in Finite Element Analysis*. Prentice-Hall Inc, 1976, 470p.

Meirelles, P.S. *Simulação Experimental de Vibrações para Teste Dinâmico de Estruturas com Não Linearidade*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1989, 152p. Tese (Mestrado)

Pereira, João Antonio. *Análise Teórico – Experimental do Comportamento Dinâmico de Estruturas Reticuladas*. Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1987, Tese (Mestrado)

Sanliturk, K.Y., Imregum, M., and Ewins D.J.. Harmonic balance vibration analysis of turbine blades with friction dampers. *ASME Journal of Vibrations and Acoustics*, 119:96-103, 1997.

Vinh, T. and Liu H.. Extension of modal analysis to nonlinear systems (possibility, mathematical models, limitation). In 7th IMAC, pages 1379-1385, 1989.

Ferreira, Janito Vaqueiro. *Dynamic Response Analysis of Structures with Nonlinear Components*. London: Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science, Technology and Medicine, 1998, 283 p. Tese (Doutorado).

Storer, D.M. and Tomlinson, G.R. Recent developments in the measurement and interpretation of higher order transfer functions from nonlinear structures. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v.7, (2), pp.173-189, 1993.

Gifford, S.J. and Tomlinson, G.R. Understanding multi degree of freedom nonlinear systems via higher order frequency response functions. In 7th IMAC, 1989, pp. 1356-1364.

Frachebourg, A. Using volterra model with impact excitation: a simple solution to identify nonlinearities. In 7th IMAC, 1989, pp. 1372-1378.

Chouychai, T. and Vinh, T. Analysis of non linear structure by programmed impact testing and higher order transfer function. *In 4th IMAC*, 1986, pp. 743-747. London.

Chouychai, T. and Vinh, T. Impact testing of non-linear structures. *In 5th IMAC*, 1987, pp. 1384-1399. London.

Inman, D.J. *Engineering Vibration*. New Jersey: Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1996, 560p.

Anexo I

Programa Rigidez

```
clc
clear all
cm=input('Carga Máxima na Carreta (kg)           -> ');
fd=input('Fator de Carga Dinâmica                -> ');
xx=input('Deslocamento Estático Máximo Permitido (mm) -> ');
dc=input('Diâmetro Interno do Cilindro (mm)       -> ');
x=xx/1000;
P0=101325;                                         %pressão atm (N/m)
Ac=(pi*(dc/1000)^2)/4;                           %área do cilindro (m²)
P=P0+cm*9.81/Ac;                                 %pressão carga estática máxima;
Pm=P0+fd*cm*9.81/Ac;                             %pressão carga dinâmica máxima;
V0=Pm*P*Ac*x/(P0*(Pm-P));                       %volume inicial na Patm.
Xs=(V0*(Pm-P0)-Pm*Ac*x)/(Pm*Ac); %deslocamento do embolo na carga estática máxima
z=[-50:1:50]*1e-3;
Mcc=[150 300 600 900];
for cc=1:4
    ms=Mcc(cc);
    P=P0+ms*9.81/Ac;                             %pressão atual na câmara
    xs=V0*(P0-P)/(P*Ac);                         %deslocamento estático
    Fs=P0*(xs+z)*Ac^2./(V0-Ac.*(xs+z)); %força no cilindro
    Ks(1:500)=(Fs(1:500)-ms*9.81)./z(1:500);
    Ks(502:1001)=(Fs(502:1001)-ms*9.81)./z(502:1001);
    Ks(501)=(Ks(500)+Ks(502))/2;
    if cc==1
        Ks1=Ks;
    end
    if cc==2
        Ks2=Ks;
    end
    if cc==3
        Ks3=Ks;
    end
end
```

```

end
if cc==4
    Ks4=Ks;
end
end
figure(1);plot(z*1000,Ks1,'k');xlabel('Deslocamento do cilindro (mm)');ylabel('Rigidez (N/m)');
figure(2);plot(z*1000,Ks2,'k');xlabel('Deslocamento do cilindro (mm)');ylabel('Rigidez (N/m)');
figure(3);plot(z*1000,Ks3,'k');xlabel('Deslocamento do cilindro (mm)');ylabel('Rigidez (N/m)');
figure(4);plot(z*1000,Ks4,'k');xlabel('Deslocamento do cilindro (mm)');ylabel('Rigidez (N/m)');

```

Anexo II

Programa Newmark2g

```
clc
clear all
Np=input('Número de Pontos          -> ');
cm=input('Carga Máxima do Veículo (kg) -> ');
xx=input('Deslocamento Estático Máximo (mm) -> ');
fd=input('Fator de Carga Dinâmica      -> ');
dc=input('Diâmetro Interno do Cilindro (mm) -> ');
di=input('Deslocamento Inicial (mm) -> ');
fe=input('Frequência da Excitação (Hz) -> ');
AA=input('Amplitude da Excitação (mm) -> ');
%
ct=4000;           %amortecimento do pneu
kt=5297400;        %rigidez do pneu (N/m)
mt=30;             %massa da roda/pneu
wt=mt*9.81;
x=xx/1000;         %deslocamento máximo permitido
di=di/1000;
P0=101325;         %pressão atm (N/m)
Ac=(pi*(dc/1000)^2)/4; %área do cilindro (m²)
P=P0+cm*9.81/Ac;   %pressão carga estática máxima;
Pm=P0+fd*cm*9.81/Ac; %pressão carga dinâmica máxima;
V0=Pm*P*Ac*x/(P0*(Pm-P)); %volume inicial na Patm.
Xs=(V0*(Pm-P0)-Pm*Ac*x)/(Pm*Ac); %deslocamento do embolo na carga estática máxima
mcc=[150 300 600 900];
%Alterar o vetor de amortecimento para cada caso
%ccs=[1096.6 2917 7989.4 14517.4];
%ccs=[5245.8 5245.8 5245.8 5245.8]; %quisi 0,7 para carga 450 kg
ks0=[4.0904e3 1.4471e4 5.4277e4 1.1948e5];
for cc=1:4
    ms=mcc(cc);           %massa atual do veículo
    %cs=ccs(cc);          %amortecimento da suspensão
    P=P0+ms*9.81/Ac;      %pressão atual na câmara
```

```

xs(cc,:)=V0*(P0-P)/(P*Ac);      %deslocamento estático
ws=ms*9.81;                     %peso da carreta (N)
xt(cc,:)=(ws+wt)/kt;
U0=[di;0];                      %deslocamento inicial
dU0=[0;0];                     %velocidade inicial
ddU0=[0;0];                    %aceleração inicial
dt=0.01*(1/fe);
w=2*pi*fe;
t=0:dt:(Np-1)*dt;
%
% Deslocamento do Pneu
%
for j=1:Np;
    r(:,j)=(AA/1000)*sin(w*j*dt);
    dr(:,j)=(AA/1000)*w*cos(w*j*dt);
end
%
U=U0;
dU=dU0;
X(:,1)=U;
dX(:,1)=dU;
Fs=P0*(xs(cc)+(U(1)-U(2)))*Ac^2./(V0-Ac.*(xs(cc)+(U(1)-U(2)))); %força no cilindro
Z=U(1)-U(2);
if abs(Z) <= 1e-7;
    ks=ks0(cc);
else
    ks=(Fs-ws)./Z;
end
M=[ms 0;0 mt];
% Utilizar C no caso 01 e 02
%C=[cs -cs;-cs cs+ct];
K=[ks -ks;-ks ks+kt];
% Utilizar C no caso 03
C=0.7*2*sqrtm(K*M);
%
% Integração por Newmark
%
delta=0.5;
alfa=0.25;
a0=1/(alfa*dt^2);
a1=delta/(alfa*dt);
a2=1/(alfa*dt);
a3=1/(2*alfa)-1;
a4=delta/alfa-1;
a5=dt*(delta/alfa-2)/2;
a6=dt*(1-delta);
a7=delta*dt;

```

```

Ke=K+a0*M+a1*C;
Fe0=[0;ct*dr(:,1)+kt*r(:,1)];
ddU=M*(Fe0-C*dU-K*U);
ddX(:,1)=ddU;
for i=1:Np-1,
    Fe=[0;ct*dr(:,i+1)+kt*r(:,i+1)];
    Re=Fe+M*(a0*U+a2*dU+a3*ddU)+C*(a1*U+a4*dU+a5*ddU);
    U1=Ke\Re;
    ddU1=a0*(U1-U)-a2*dU-a3*ddU;
    dU1=dU+a6*ddU+a7*ddU1;
    X(:,i+1)=U1;
    dX(:,i+1)=dU1;
    ddX(:,i+1)=ddU1;
    U=U1;
    ddU=ddU1;
    dU=dU1;
    Fs=P0*(xs(cc)+(U(1)-U(2)))*Ac^2./(V0-Ac.*(xs(cc)+(U(1)-U(2))));    %força no cilindro
    Z=U(1)-U(2);
    if abs(Z) <= 1e-7;
        ks=ks0(cc);
    else
        ks=(Fs-ms*9.81)./Z;
    end
    K=[ks -ks;-ks ks+kt];
    C=0.7*2*sqrtm(K*M);
    Ke=K+a0*M+a1*C;
end
if cc==1
    X1=X;
    DX1=X(1,:)-X(2,:);
end
if cc==2
    X2=X;
    DX2=X(1,:)-X(2,:);
end
if cc==3
    X3=X;
    DX3=X(1,:)-X(2,:);
end
if cc==4
    X4=X;
    DX4=X(1,:)-X(2,:);
end
end
figure(1); plot(t,X1(1,:), 'k-.'); xlabel('Tempo(s)'); ylabel('Deslocamento (m)')
hold on
plot(t,X2(1,:), 'k:')

```

```
plot(t,X3(1,:), 'k--')  
plot(t,X4(1,:), 'k-')  
legend('Carga=150 kg','Carga=300 kg','Carga=600 kg','Carga=900 kg')  
hold off
```

Anexo III

Programa Ressonancia2g

```
clc
clear all
Np=input('Número de Pontos'          -> ');
cm=input('Carga Máxima do Veículo (kg)' -> ');
xx=input('Deslocamento Estático Máximo (mm)' -> ');
fd=input('Fator de Carga Dinâmica'      -> ');
dc=input('Diâmetro Interno do Cilindro (mm)' -> ');
AA=input('Amplitude da Excitação (mm)' -> ');
%
ct=4000;                               % amortecimento do pneu
kt=5297400;                             % rigidez do pneu (N/m)
mt=30;                                  % massa da roda/pneu
wt=mt*9.81;
x=xx/1000;                              % deslocamento máximo permitido
P0=101325;                              % pressão atm (N/m)
Ac=(pi*(dc/1000)^2)/4;                  % área do cilindro (m²)
P=P0+cm*9.81/Ac;                        % pressão carga estática máxima;
Pm=P0+fd*cm*9.81/Ac;                    % pressão carga dinâmica máxima;
V0=Pm*P*Ac*x/(P0*(Pm-P));               % volume inicial na Patm.
Xs=(V0*(Pm-P0)-Pm*Ac*x)/(Pm*Ac);         % deslocamento do embolo na carga estática máxima
mcc=[150 300 600 900];
ccs=[1096.6 2917 7989.4 14517.4];
%ccs=[1096.6 2917 7989.4 14517.7];
%ccs=[5245.8 5245.8 5245.8 5245.8]; % quisi 0,7 para carga 450 kg
ks0=[4.0904e3 1.4471e4 5.4277e4 1.1948e5];
for cc=1:4
    ms=mcc(cc)                          % massa atual do veículo
    cs=ccs(cc);                          % amortecimento da suspensão
    P=P0+ms*9.81/Ac;                     % pressão atual na câmara
    xs(cc,:)=V0*(P0-P)/(P*Ac);           % deslocamento estático
    ws=ms*9.81;
    xt(cc,:)=(ws+wt)/kt;                  % peso da carreta (N)
```

```

U0=[0;0]; % deslocamento inicial
dU0=[0;0]; % velocidade inicial
ddU0=[0;0]; % aceleração inicial
% Looping de Frequências
for n=0:1197
    f=0.1+(n/30)
    w=2*pi*f;
    dt=0.01*(1/f);
    % Deslocamento do Pneu
    for j=1:Np;
        r(:,j)=(AA/1000)*sin(w*j*dt);
        dr(:,j)=(AA/1000)*w*cos(w*j*dt);
    end
    %
    U=U0;
    dU=dU0;
    X(:,1)=U;
    Fs=P0*(xs(cc)+(U(1)-U(2)))*Ac^2./(V0-Ac.*(xs(cc)+(U(1)-U(2)))); %força no cilindro
    Z=U(1)-U(2);
    if abs(Z) <= 1e-7;
        ks=ks0(cc);
    else
        ks=(Fs-ws)./Z;
    end
    M=[ms 0;0 mt];
    C=[cs -cs;-cs cs+ct];
    K=[ks -ks;-ks ks+kt];
    %C=0.7*2*sqrtm(K*M);
    % Integração por Newmark
    delta=0.5;
    alfa=0.25;
    a0=1/(alfa*dt^2);
    a1=delta/(alfa*dt);
    a2=1/(alfa*dt);
    a3=1/(2*alfa)-1;
    a4=delta/alfa-1;
    a5=dt*(delta/alfa-2)/2;
    a6=dt*(1-delta);
    a7=delta*dt;
    Ke=K+a0*M+a1*C;
    Fe0=[0;dr(:,1)+kt*r(:,1)];
    ddU=M*(Fe0-C*dU-K*U);
    for i=1:Np-1,
        Fe=[0;ct*dr(:,i+1)+kt*r(:,i+1)];
        Re=Fe+M*(a0*U+a2*dU+a3*ddU)+C*(a1*U+a4*dU+a5*ddU);
        U1=Ke\Re;
        ddU1=a0*(U1-U)-a2*dU-a3*ddU;

```

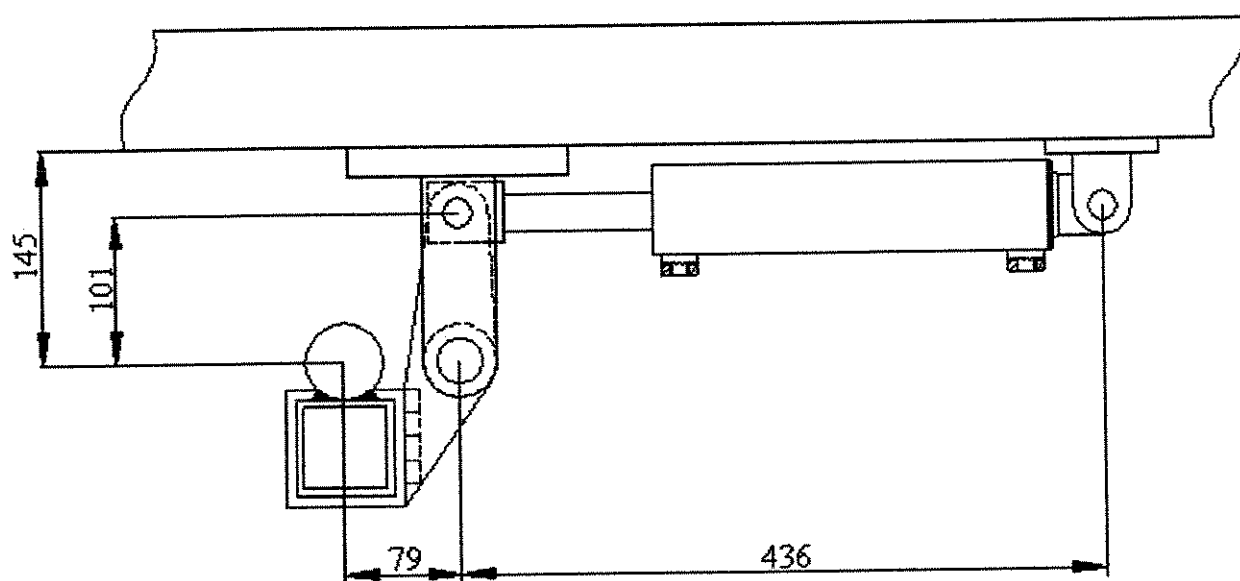
```

dU1=dU+a6*ddU+a7*ddU1;
X(:,i+1)=U1;
U=U1;
ddU=ddU1;
dU=dU1;
Fs=P0*(xs(cc)+(U(1)-U(2)))*Ac^2./(V0-Ac.*(xs(cc)+(U(1)-U(2)))); %força no cilindro
Z=U(1)-U(2);
if abs(Z) <= 1e-7;
    ks=ks0(cc);
else
    ks=(Fs-ms*9.81)./Z;
end
K=[ks -ks;-ks ks+kt];
%C=0.7*2*sqrtm(K*M);
Ke=K+a0*M+a1*C;
end
fe(n+1)=f;
if cc==1
    X1=X(1,:);
    X1t=X1(fix(Np*0.75):fix(Np));
    FRF11(n+1)=min(X1t);
end
if cc==2
    X1=X(1,:);
    X1t=X1(fix(Np*0.75):fix(Np));
    FRF12(n+1)=min(X1t);
end
if cc==3
    X1=X(1,:);
    X1t=X1(fix(Np*0.75):fix(Np));
    FRF13(n+1)=min(X1t);
end
if cc==4
    X1=X(1,:);
    X1t=X1(fix(Np*0.75):fix(Np));
    FRF14(n+1)=min(X1t);
end
end
end
figure(1);
plot(fe,abs(FRF11),'k-.');xlabel('Frequência (Hz)');ylabel('Deslocamento (m)');
hold on
plot(fe,abs(FRF12),'k:');
plot(fe,abs(FRF13),'k--');
plot(fe,abs(FRF14),'k-');
legend('Massa=150 kg','Massa=300 kg','Massa=600 kg','Massa=900 kg')
hold off

```

Anexo IV

Dimensões Básicas do Mecanismo.



Anexo V

Programa CapAmort:

```
clear all
s=input('Entrar nome de arquivo ','s')
s=['load ' s];
eval(s)
F1m=input('Entrar a forza estatica na roda 1, em kN ')
F2m=input('Entrar a forza estatica na roda 2, em kN ')

%Roda 1

[v,a1]=max(rsplus(1:50,3))
s1=sum(rsplus(a1:a1+20,4).*(rsplus(a1+1:a1+21,3)-rsplus(a1:a1+20,3)));
s2=sum(rsplus(a1+20:a1+40,4).*(rsplus(a1+21:a1+41,3)-rsplus(a1+20:a1+40,3)));
E1=(s2+s1)

%Roda 2

[v,a2]=max(rsplus(1:50,1))
s1=sum(rsplus(a2:a2+20,2).*(rsplus(a2+1:a2+21,1)-rsplus(a2:a2+20,1)));
s2=sum(rsplus(a2+20:a2+40,2).*(rsplus(a2+21:a2+41,1)-rsplus(a2+20:a2+40,1)));
E2=(s2+s1)

F1=rsplus(a1,4);
F2=rsplus(a1,2);

U1=(F1-F1m)*5/2;
U2=(F2-F2m)*5/2;

C1=E1/U1
C2=E2/U2
```