

JEAN CARLOS CAMPOS REZENDE

**PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM MODELO DE
SUSPENSÃO AUTOMOTIVA EM BANCADA DE
LABORATÓRIO**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2007

JEAN CARLOS CAMPOS REZENDE

**PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM MODELO DE SUSPENSÃO
AUTOMOTIVA EM BANCADA DE LABORATÓRIO.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges

**UBERLÂNDIA - MG
2007**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

R467p Rezende, Jean Carlos Campos, 1977-
Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em
bancada de laboratório / Jean Carlos Campos Rezende. - 2007.
171 f. : il.

Orientador: José Antônio Ferreira Borges.

Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Simulação (Computadores) - Teses.
I. Borges, José Antônio Ferreira. II. Universidade Federal de Uberlândia.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

JEAN CARLOS CAMPOS REZENDE

**PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM MODELO DE SUSPENSÃO
AUTOMOTIVA EM BANCADA DE LABORATÓRIO.**

Dissertação **APROVADA** pelo Programa de
Pós – Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal de Uberlândia.

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos
e Vibrações

Banca Examinadora:

Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges – UFU - Orientador

Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos – UFU

Prof. Dr. Sebastião Simões da Cunha Jr. – UNIFEI

Uberlândia, 27 de abril de 2007

Agradecimentos

Aos meus pais Carlos e Maria, por toda compreensão e apoio oferecidos durante esta jornada.

Ao meu irmão Janderson e minhas irmãs Gabriela e Daniela por todo o incentivo.

Aos meus padrinhos João e Regina, por todo amor a mim dedicado e pelo carinho com que me assistem crescer.

Ao Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges, pela confiança em meu trabalho e pela orientação sempre presente e incentivadora. Agradeço pela relação de amizade que pode me proporcionar um exemplo de conduta profissional e pessoal.

Ao Prof. Dr. Cleudmar Amaral Araújo, pelo apoio durante a realização dos ensaios realizados no Laboratório de Projetos Mecânicos.

Aos amigos Giovanni, Paulo Roberto, Rômulo Rossi, Felipe, Patrick e Fernando pelo apoio e incentivo.

Em especial aos amigos Rander Viana e Marcus Leal. Rander pela colaboração ativa durante a fase de fabricação dos componentes necessários para implementação do projeto, e Marcus pelos ensinamentos e dicas durante a etapa de elaboração do modelo computacional.

Aos funcionários da FEMEC que, de alguma forma, contribuíram à execução deste trabalho.

A Deus pelo suporte nas horas mais difíceis durante o período de execução deste trabalho.

Projeto e Implementação de um Modelo de Suspensão Automotiva em Bancada de Laboratório

Sumário

Resumo	xiii
Abstract	xiv
 CAPÍTULO 1	
Introdução	1
 CAPÍTULO 2	
Suspensões Automotivas – Revisão Bibliográfica	7
2.1. Conceitos Fundamentais	9
2.1.1. Ângulo de Cambagem das Rodas	9
2.1.2. Convergência e Divergência das Rodas	9
2.1.3. Massa Suspensa e Massa não Suspensa	11
2.1.4. Aderência nos Pneus e Carga Vertical	11
2.1.5. Definição de Ride	12
2.1.6. Definição de Handling	13
2.1.7. Efeitos de Rolamento da Carroceria no Comportamento Dinâmico	14
2.2. Principais Componentes Elásticos e Dissipativos de um Sistema de Suspensão	16
2.2.1. Molas	16
2.2.2. Amortecedores	20
2.2.3. Buchas	21
2.2.4. Pneus	23
2.3. Principais Sistemas de Suspensão	24
2.3.1. Suspensões do tipo Eixo Rígido	24
2.3.2. Suspensões Independentes	27
2.3.2.1. Suspensão Swing Axle	27
2.3.2.2. Suspensão Trailing Arm	28
2.3.2.3. Suspensão Semi - Trailing Arm	29
2.3.2.4. Suspensão Multi Link	29
2.3.2.5. Suspensão McPherson	30

2.3.2.6. Suspensão Short Long Arm (SLA)	32
2.4. Geometria de um Sistema de Suspensão Independente	33
2.5. Geometria de Braço Oscilante na Vista Frontal	34
2.5.1. Altura do Centro de Rolamento	35
2.5.2. Taxa de mudança de cambagem	36
2.5.3. Scrub do Pneu	36
2.6. Geometria do Braço Oscilante na Vista Lateral	37
2.6.1. Características Anti-Lift, Anti-Squat e Anti-Dive	37
2.6.2. Trajetória do centro da roda na vista lateral	38
2.6.3. Ângulo de Caster	39
2.7. Projeto de uma Suspensão Dianteira Independente SLA	39
2.7.1. Projeto da Geometria na Vista Frontal	40
2.7.2. Projeto da Geometria na Vista Lateral	42
2.7.3. Considerações Finais de Projeto	42

CAPÍTULO 3

Cinemática e Dinâmica dos Corpos Rígidos	45
3.1. Cinemática dos Corpos Rígidos	45
3.1.1. Tipos de Movimentos dos Corpos Rígidos	45
3.2. Restrições em Sistemas Multicorpos	51
3.2.1. Restrições Primitivas	52
3.2.2. Formulação Matemática das Juntas	56
3.3. Dinâmica dos Corpos Rígidos	60
3.4. Metodologia de Solução das Equações de Movimento de Sistemas Multicorpos	63

CAPÍTULO 4

Modelagem Computacional	65
4.1. Aspectos Gerais da Modelagem Multicorpos	65
4.1.1. Partes do Modelo	65
4.1.2. Restrições e Movimentos em Sistemas Multicorpos	67
4.1.3. Elementos de Força	69
4.2. Modelo Computacional do Protótipo	69
4.2.1. Criação da Geometria dos Corpos Rígidos do Modelo	69
4.2.2. Determinação das Propriedades de Massa e Inércia	70
4.2.3. Inserção das Propriedades de Massa e Inércia no Modelo	72
4.2.4. Adição das Restrições Cinemáticas entre as Partes do Modelo	72

4.2.5. Modelagem dos Elementos de Força	72
4.2.6. Modelagem da Pista	74
 CAPÍTULO 5	
Bancada de Veículos e Projeto do Protótipo de $\frac{1}{4}$ de Veículo	75
5.1. Bancada de Veículos	75
5.2. Protótipo de $\frac{1}{4}$ de Veículo	80
5.2.1. Metodologia de Projeto do Protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo	80
5.2.2. Ajustes Permitidos para o protótipo	89
 CAPÍTULO 6	
Ensaio Experimentais	93
6.1. Determinação Experimental da Rigidez da Mola e Rigidez Radial do Pneu	93
6.1.1. Instrumentação e Equipamentos	93
6.1.2. Descrição dos Ensaio	94
6.2. Ensaio Experimentais para Validação do Modelo Computacional	95
6.2.1. Instrumentação Utilizada	95
6.2.2. Obstáculos Utilizados nos Ensaio	100
6.2.3. Descrições dos Ensaio Realizados	101
 CAPÍTULO 7	
Resultados e Discussões	105
7.1. Propriedades de Massa e Inércia	105
7.2. Rigidez da Mola e Rigidez do Pneu	105
7.2.1. Rigidez da Mola	105
7.2.2. Rigidez do Pneu	107
7.2.3. Coeficiente de amortecimento do amortecedor	109
7.3. Ensaio Experimentais para Validação do Modelo Computacional	111
7.3.1. Estratégia de Ajuste 01	112
7.3.2. Estratégia de Ajuste 02	116
 CAPÍTULO 8	
Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros	129
8.1. Conclusões	129
8.2. Sugestões para Trabalhos Futuros	132

CAPÍTULO 9

Referências Bibliográficas	135
---	-----

ANEXO I

Resultados	139
I.1 Resultados experimentais x simulação numérica no domínio do tempo	139
I.2 Resultados experimentais x simulação numérica no domínio da frequência	148

Rezende, J. C. C., 2007, "Projeto e Implementação de um Modelo de Suspensão Automotiva em Bancada de Laboratório", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Resumo

Por muitos anos a indústria automobilística utilizou intensivamente as técnicas experimentais para desenvolver seus produtos. Porém, na última década o avanço tecnológico dos computadores e o desenvolvimento de softwares de simulação sofisticados proporcionaram uma redução considerável no tempo e nos custos associados ao desenvolvimento de novos veículos. Dentro deste conceito os ensaios experimentais não são eliminados, mas ganham uma nova e importante função no fornecimento de parâmetros de componentes para a simulação e também na validação dos modelos matemáticos. A utilização de softwares de simulação proporciona ao projetista conceber diversas soluções de projeto e permite a sua avaliação em diferentes condições de operação. No entanto, para que as ferramentas computacionais executem seu papel de forma eficiente, elas devem representar o comportamento do sistema real com a maior fidelidade possível. Para isto ensaios experimentais com protótipos devem ser realizados e os resultados confrontados com aqueles obtidos através de simulações. Este trabalho aborda a modelagem e validação experimental de um modelo computacional de suspensão duplo triângulo (SLA), para implementação em bancada de laboratório. Para isto foi construído um protótipo em escala reduzida e este foi submetido a vários ensaios com diferentes ajustes de parâmetros de suspensão. Estes ensaios foram reproduzidos computacionalmente utilizando um modelo multicorpos elaborado no software ADAMS®. Ao confrontar os resultados constatou-se que o modelo computacional conseguiu representar adequadamente o comportamento do protótipo.

Palavras chave: Suspensão Automotiva, Multicorpos, Ensaios Experimentais, Simulação.

Rezende, J. C. C., 2007, "Design and Implementation of an Automotive Suspension Model for Laboratory Benches ", MSc Dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, MG, Brazil.

Abstract

During many years the automobile industry used only experimental techniques to develop its products. However, in the last decades technological advances of computers and the development of sophisticated simulation software provided considerable time and cost reduction associated with the development of new vehicles. From this new point of view, experimental tests are not eliminated instead they are necessary to predict component parameters for model simulation and validation. The use of simulation software helps the engineer in design solution finding as well as its evaluation under different conditions. However, the model must represent the real system behavior with highest accuracy. To do this, experimental tests with a prototype must be accomplished and the results compared with the simulation. In this work, the numerical validation of a short long arm suspension (SLA) model will be compared with a real prototype. The reduced scale prototype was built and experimental tests were conducted for different suspension parameter adjustments. The simulation was made by means of multi-body model using the commercial software ADAMS®. The simulation results shown that the computational model could represent the prototype behavior adequately.

Keywords: Automotive Suspension, Multi body, Experimental Tests, Simulation

Lista de Símbolos

Capítulo II

K	→	coeficiente elástico de uma mola helicoidal	[Nm]
d	→	diâmetro do arame de uma mola helicoidal	[m]
D_m	→	diâmetro médio da espira de uma mola helicoidal	[m]
G	→	módulo de elasticidade transversal	[N/m ²]
N	→	número de espiras ativas de uma mola helicoidal	-

Capítulo III

$\vec{r}_A$	→	vetor posição de um ponto A em relação à um sistema de referência fixo	
$\vec{r}_B$	→	vetor posição de um ponto B em relação à um sistema de referência fixo	
$\vec{r}_{B/A}$	→	vetor posição relativa de um ponto B em relação a um ponto A	
$\vec{r}_A$	→	vetor velocidade de um ponto A em relação à um sistema de referência fixo	
$\vec{r}_B$	→	vetor velocidade de um ponto B em relação à um sistema de referência fixo	
$\vec{r}_{B/A}$	→	vetor velocidade relativa de um ponto B em relação a um ponto A	
$\vec{\ddot{r}}_A$	→	vetor aceleração de um ponto A em relação à um sistema de referência fixo	
$\vec{\ddot{r}}_B$	→	vetor aceleração de um ponto B em relação à um sistema de referência fixo	
$\vec{\ddot{r}}_{B/A}$	→	vetor aceleração relativa de um ponto B em relação a um ponto A	
$\vec{r}$	→	vetor posição do ponto P em relação à um sistema de referência fixo	
ϕ	→	ângulo entre o vetor posição $\vec{r}$ e o eixo de rotação AA'	
θ	→	coordenada angular do corpo rígido	
Δs	→	comprimento do arco descrito pelo ponto P	
$\Delta \theta$	→	rotação sofrida pelo corpo rígido	
Δt	→	intervalo de tempo	
$\vec{\omega}$	→	vetor velocidade angular do corpo rígido	
$\dot{\theta}$	→	módulo do vetor velocidade angular do corpo rígido	
$\vec{k}$	→	vetor unitário ao longo do eixo z	

- $\vec{a}$ → vetor aceleração escalar do ponto P
 $\vec{\alpha}$ → vetor aceleração angular do corpo rígido
 $\vec{\Omega}$ → vetor velocidade angular do sistema de referência móvel
 $(\vec{r}_B)_{rel}$ → vetor velocidade relativa do ponto B em relação ao sistema de referência móvel
 $\dot{\vec{\Omega}}$ → vetor aceleração angular do sistema de referência móvel
 $(\ddot{\vec{r}}_B)_{rel}$ → vetor aceleração relativa do ponto B em relação ao sistema de referência móvel
 $(\ddot{\vec{r}}_B)_{rel}^t$ → vetor da componente tangencial da aceleração relativa do ponto B em relação ao sistema de referência móvel
 $(\ddot{\vec{r}}_B)_{rel}^n$ → vetor da componente normal da aceleração relativa do ponto B em relação ao sistema de referência móvel
 i → ponto i de uma parte I
 j → ponto j de uma parte J
 $\vec{R}_i$ → vetor posição do ponto i em relação ao sistema de referência global
 $\vec{R}_j$ → vetor posição do ponto j em relação ao sistema de referência global
 $\vec{r}_i$ → vetor posição do ponto i em relação ao sistema de referência local
 $\vec{r}_j$ → vetor posição do ponto j em relação ao sistema de referência local
 C_{ij} → função de restrição
 $\vec{e}_j$ → vetor unitário normal ao plano especificado na parte J
 $\vec{e}_i$ → vetor unitário normal ao plano especificado na parte I
 $\sum \vec{F}$ → somatório das forças externas aplicadas à um corpo rígido
 M → massa de um corpo rígido
 $\vec{a}_G$ → vetor aceleração do centro de gravidade do corpo rígido
 $\sum \vec{M}_G$ → somatório dos momentos externos aplicadas à um corpo rígido
 $\dot{\vec{H}}_G$ → derivada temporal da quantidade de movimento angular calculada em relação ao centro de massa do corpo rígido
 $\vec{H}_G$ → quantidade de movimento angular calculada em relação ao centro de massa do corpo rígido
 $I_{Gx_1y_1z_1}$ → tensor de inércia expresso no sistema de referência auxiliar

- $G_{x_1y_1z_1}$ → origem do sistema de referência auxiliar
- I_{x_1} → momento de inércia principal em relação ao eixo x do sistema de referência auxiliar
- I_{y_1} → momento de inércia principal em relação ao eixo y do sistema de referência auxiliar
- I_{z_1} → momento de inércia principal em relação ao eixo z do sistema de referência auxiliar
- ω_{x_1} → componente escalar x do vetor velocidade angular expressa no sistema de referência auxiliar
- ω_{y_1} → componente escalar y do vetor velocidade angular expressa no sistema de referência auxiliar
- ω_{z_1} → componente escalar z do vetor velocidade angular expressa no sistema de referência auxiliar
- α_{x_1} → componente escalar x do vetor aceleração angular expressa no sistema de referência auxiliar
- α_{y_1} → componente escalar y do vetor aceleração angular expressa no sistema de referência auxiliar
- α_{z_1} → componente escalar z do vetor aceleração angular expressa no sistema de referência auxiliar
- $(\sum M_G)_{x_1}$ → somatório da componente x de momentos externos resultantes em relação ao centro de massa de um corpo rígido
- $(\sum M_G)_{y_1}$ → somatório da componente y de momentos externos resultantes em relação ao centro de massa de um corpo rígido
- $(\sum M_G)_{z_1}$ → somatório da componente z de momentos externos resultantes em relação ao centro de massa de um corpo rígido
- $\sum F_x$ → somatório das componentes de forças externas aplicadas à um corpo rígido na direção x
- $\sum F_y$ → somatório das componentes de forças externas aplicadas à um corpo rígido na direção y
- $\sum F_z$ → somatório das componentes de forças externas aplicadas à um corpo rígido na direção z
- $(a_G)_x$ → componente escalar na direção x da aceleração efetiva resultante no centro de massa de um corpo rígido
- $(a_G)_y$ → componente escalar na direção y da aceleração efetiva resultante no centro de massa de um corpo rígido

$(a_G)_z$ → componente escalar na direção z da aceleração efetiva resultante no centro de massa de um corpo rígido

Capítulo IV

F_s → força elástica na mola da suspensão

K → coeficiente elástico da mola da suspensão

I → marker I que designa uma extremidade da mola

J → marker J que designa a outra extremidade da mola

DM → distância entre dois markers medida ao longo de uma linha reta que passa por estes dois markers

L → comprimento livre da mola

F_D → força de amortecimento no amortecedor da suspensão

c → coeficiente de amortecimento do amortecedor

V → velocidade relativa entre os dois markers que identificam os pontos de ancoragem do amortecedor

Capítulo V

M → massa de um bloco retangular [Kg]

d → densidade do material do bloco retangular [Kg/m³]

a → aresta **a** de um bloco retangular [m]

b → aresta **b** de um bloco retangular [m]

c → aresta **c** de um bloco retangular [m]

V → volume de um bloco retangular [m³]

Capítulo VI

v → velocidade linear da correia [m/s]

T_m → período médio de uma volta do cilindro medido experimentalmente [s]

R → raio do cilindro movido [m]

e → espessura da correia [m]

Capítulo VII

y_n	→ enésima amplitude de vibração	$[m/s^2]$
y_{n-1}	→ amplitude de vibração anterior à enésima amplitude de vibração	$[m/s^2]$
ζ	→ fator de amortecimento	-
c_c	→ coeficiente de amortecimento crítico	$[N.s/m]$
c	→ coeficiente de amortecimento do sistema	$[N.s/m]$
M	→ massa suspensa do sistema	$[Kg]$
K	→ constante elástica da mola da suspensão	$[N/m]$
FO	→ função objetivo	$[m/s^2]^2$
mse	→ sinal de vibração da massa suspensa obtido experimentalmente	$[m/s^2]$
mss	→ sinal de vibração da massa suspensa obtido numericamente	$[m/s^2]$
$mnse$	→ sinal de vibração da massa não suspensa obtido experimentalmente	$[m/s^2]$
$mnss$	→ sinal de vibração da massa não suspensa obtido numericamente	$[m/s^2]$
K_{eq}	→ rigidez equivalente	$[N/m]$
K_p	→ rigidez do pneu	$[N/m]$

CAPÍTULO I

Introdução

Nas últimas décadas o avanço tecnológico da informática, associado ao desenvolvimento de softwares de simulação proporcionaram à indústria automobilística uma maior dinâmica no desenvolvimento de seus produtos. Na abordagem tradicional de projeto, vários protótipos eram construídos e testados durante o desenvolvimento de um veículo antes que se chegasse à sua versão final. A construção dos protótipos e a realização de ensaios experimentais para a avaliação de seu desempenho demandavam consideráveis recursos financeiros e longos períodos de tempo. O surgimento de ferramentas computacionais que incorporam as tecnologias CAD (Computer Aided Design) e CAE (Computer Aided Engineering) voltadas ao desenvolvimento de projetos permitiu à indústria automobilística reduzir consideravelmente os custos e o tempo de desenvolvimento de seus produtos.

Atualmente existem no mercado, à disposição dos projetistas e engenheiros, uma enorme variedade de softwares comerciais que possibilitam a elaboração de modelos computacionais com alto grau de sofisticação e riqueza de detalhes para simulação de veículos ou seus subsistemas em diversas condições de operação. Tais softwares possuem algoritmos de otimização incorporados em seus próprios códigos ou podem ser acoplados a programas específicos de otimização visando proporcionar a evolução automática do projeto de um determinado sistema do veículo até a sua configuração ótima.

Pacotes comerciais baseados no método dos elementos finitos, como por exemplo, ANSYS, NASTRAN, ABAQUS e GENESIS, são amplamente empregados no estudo e solução de problemas tais como determinação de tensões e deformações de componentes estruturais submetidos a cargas estáticas, mecânica dos fluidos aplicada a estudos de aerodinâmica e análise estrutural de componentes sujeitos a cargas de impacto.

Dentro desta abordagem usando a técnica dos elementos finitos, Pinto Filho et al. (2003) empregam o software ANSYS na modelagem e otimização de um chassi do tipo escada para aplicação em um veículo de uso misto. O objetivo era obter uma nova configuração de chassi com maior rigidez torcional e menor massa que a apresentada na configuração original. Como resultado foi obtido um chassi mais rígido porém com ligeiro

acrécimo de massa à estrutura. Crawford (1994) elabora um modelo de elementos finitos para uma estrutura veicular tubular do tipo spaceframe para avaliar sua rigidez torsional e submetê-la a um processo de otimização.

Softwares comerciais como o ADAMS, MEDYNA e AUTOSIM estão entre os mais utilizados pela indústria automobilística no estudo do comportamento dinâmico de veículos utilizando a abordagem dos multicorpos.

Nessa linha de estudos, Leal (2007) utiliza ferramentas de CAD e CAE para elaboração de um modelo multicorpos completo de um veículo, visando o estudo de seu comportamento dinâmico vertical e otimização dos parâmetros do sistema de suspensão.

Fichera; Lacagnina; Petrone (2004) apresentam uma metodologia de elaboração de modelos multicorpos para uma suspensão traseira do tipo barra de torção. Comparando os resultados obtidos através deste modelo multicorpos aos resultados obtidos com um modelo de elementos finitos não linear representando o mesmo sistema, foi verificado que o modelo multicorpos utilizado não efetua com precisão o cálculo dos movimentos longitudinais.

Utilizando o software ADAMS, Blundell (1997) elabora um modelo de suspensão traseira para avaliação da influência do efeito de complacência de suas buchas na caracterização da estabilidade direcional de um veículo durante uma frenagem.

Com o objetivo de otimizar o conforto de um veículo esporte, Ambrósio e Gonçalves (2003) utilizaram uma abordagem conjunta das técnicas de modelagem multicorpos e de elementos finitos ao inserir a flexibilidade do chassis ao modelo multicorpos do veículo. Este modelo foi submetido a um processo de otimização onde foram encontrados os parâmetros ótimos da suspensão (rigidez das molas e amortecimento das suspensões dianteiras e traseiras) para atingir a qualidade de conforto desejada.

De forma geral, o uso de ferramentas computacionais de simulação e otimização proporcionou uma redução considerável do número de protótipos construídos e ensaios experimentais realizados pela indústria durante o ciclo de desenvolvimento de um veículo. Atualmente, a abordagem utilizada faz uso intensivo das ferramentas computacionais desde as fases iniciais de definição do produto, o que permite o avanço rápido do projeto com baixo custo relativo. Associado a esta estratégia não se pode, no entanto, abrir mão dos ensaios experimentais necessários ao levantamento dos parâmetros que alimentam os modelos de simulação, bem como aqueles associados à sua validação que garante a confiabilidade dos resultados obtidos.

Com enfoque voltado para os aspectos envolvidos na definição de parâmetros de componentes, Subramanyam; Monkaba; Alexander (2000) apresentam metodologias para obtenção das propriedades de inércia dos componentes da suspensão, rigidez radial e torcional de buchas e curvas características para os amortecedores, além de um ensaio

experimental realizado com os pneus que permitiu caracterizar os parâmetros para a elaboração dos modelos empíricos envolvendo as forças laterais e longitudinais.

Em trabalho realizado para avaliação e otimização das características de estabilidade direcional de um veículo, Stevens; Peterson; Eichhorn (1997) realizam uma série de ensaios experimentais para obter os parâmetros de rigidez e amortecimento de componentes da suspensão. A determinação dos parâmetros associados aos pneus foram obtidos através de um equipamento (MTS - Flattrac II) capaz de medir as forças e momentos gerados em um pneu.

Rosa (2003) apresenta uma metodologia para caracterização experimental do amortecimento de um pneu que equipa uma colhedora de cana. Esta metodologia propõe a utilização de um dispositivo que permite levantar o pneu a uma determinada altura e deixá-lo cair contra o solo. Através da instrumentação deste dispositivo, o movimento foi medido e dos sinais adquiridos foi possível determinar a taxa de decaimento das amplitudes, que está diretamente ligada ao seu amortecimento. Um desenho esquemático deste dispositivo pode ser visto na Fig 1.1.

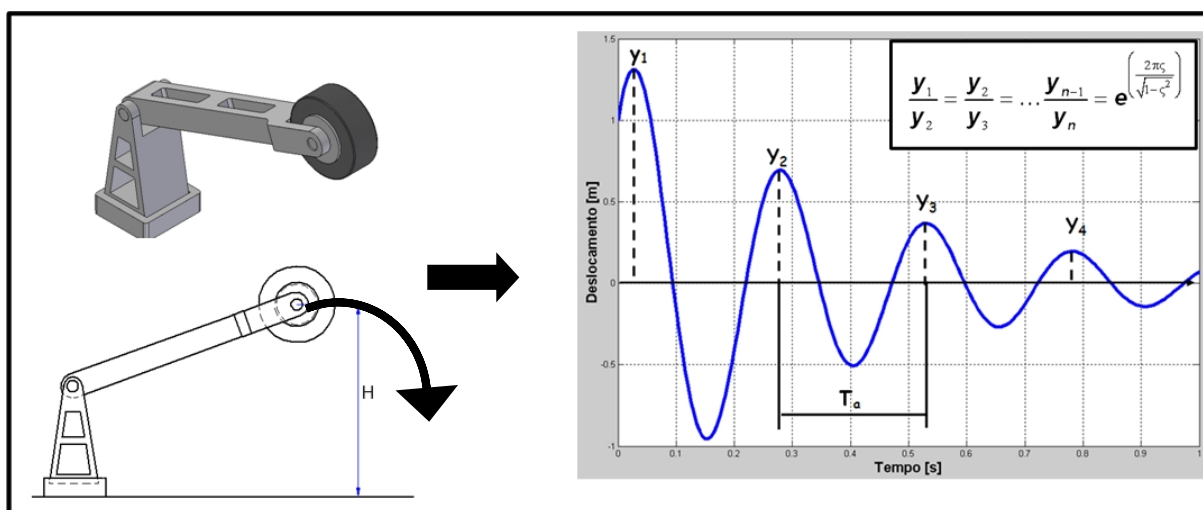


Figura 1.1 – Dispositivo para caracterização experimental do amortecimento de um pneu.

Leal et al. (2004) utilizaram uma plataforma construída com perfis metálicos parafusados para medição das propriedades de inércia de componentes automotivos. A base do dispositivo oscila sobre um eixo metálico maciço apoiado em um par de mancais de rolamento com as extremidades da plataforma apoiadas em molas helicoidais. O cálculo da inércia do componente é feito em função de sua massa, inércia da plataforma, frequência natural não amortecida da plataforma, constante elástica das molas e parâmetros geométricos da plataforma. A Figura 1.2 mostra um desenho esquemático da plataforma.

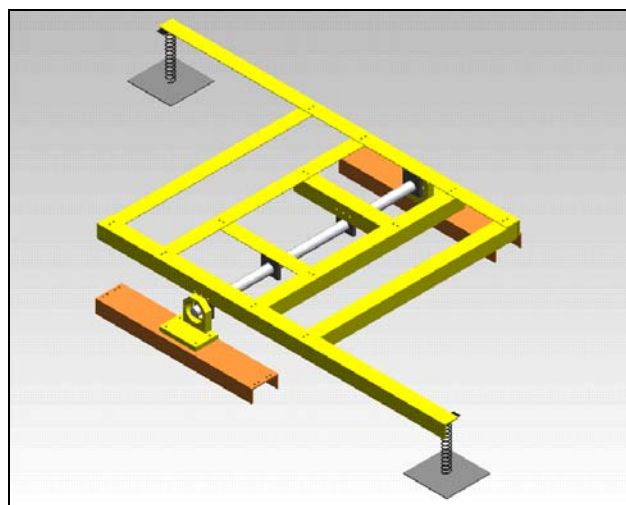


Figura 1.2 – Plataforma para medição de inércia. (Fonte: Leal et al, 2004)

Conforme citado anteriormente, os ensaios experimentais com protótipos não foram e nunca serão completamente eliminados, eles simplesmente tiveram seu número reduzido. Por mais bem elaborado que seja o modelo computacional de um sistema, este não é capaz de englobar alguns aspectos particulares do sistema real tais como as folgas, imperfeições nos materiais e defeitos de fabricação dos componentes mecânicos que constituem o sistema estudado. Assim, a construção de um protótipo, mesmo que em escala reduzida, e a realização de ensaios experimentais para a complementação e validação do modelo computacional se faz necessária.

Borges et al. (2006) realizaram uma série de experimentos para validação de um modelo multicorpos completo de um veículo. Estes ensaios consistiam em fazer o veículo passar sobre um conjunto de obstáculos e medir os níveis de aceleração vertical em pontos específicos do mesmo. A comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e aqueles obtidos através das simulações numéricas mostrou que o modelo computacional se comportou de forma esperada, conseguindo representar de forma adequada o comportamento do veículo real.

Com o objetivo de validar a modelagem matemática apresentada para o estudo de dinâmica não linear de suspensões ativas, Santos (1997) apresenta uma bancada de testes na qual é montado um protótipo de suspensão do tipo duplo triângulo. Esta bancada pode ser vista na Fig. 1.3.

Uma forma racional para definir a escolha adequada dos parâmetros de rigidez e amortecimento de acordo com a característica desejada para o veículo pode ser efetuada através de um processo de otimização (Vanderplaats, 1999). Existe ainda a possibilidade de escolher tais parâmetros visando proporcionar uma solução de compromisso entre desempenho e conforto (Rill e Zampieri, 1997).

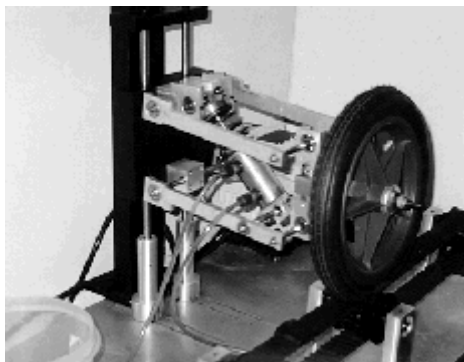


Figura 1.3 – Bancade de teste com suspensão duplo triângulo. (Fonte: Santos, 1997).

Este trabalho, embasado na revisão apresentada, tem como objetivos principais:

- O desenvolvimento, projeto e construção de um protótipo de suspensão automotiva em escala reduzida para estudo em bancada de laboratório.
- O protótipo a ser desenvolvido deverá ter concepção tal que permita a variação dos parâmetros geométricos de uma suspensão (ângulo de caster, camber, inclinação do pino mestre, comprimento dos braços de suspensão, posição da barra de direção, rigidez, amortecimento, convergência, etc...) visando sua aplicação em aulas de laboratório de disciplinas de graduação, pós-graduação e trabalhos de pesquisa e desenvolvimento de suspensões automotivas.
- Desenvolvimento, projeto e construção dos itens necessários à adequação do protótipo de suspensão à bancada de veículos existente no Laboratório de Sistemas Mecânicos da Faculdade de engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.
- Desenvolvimento de um modelo matemático computacional do protótipo a partir de um software comercial que utilize a técnica dos multicorpos.
- Promover a validação e o ajuste do modelo computacional implementado, através da comparação entre resultados experimentais e de simulação.

Cabe destacar que o protótipo concebido deverá ser adequado a futuras aplicações onde a bancada será utilizada para estudo e desenvolvimento de dispositivos de controle aplicados a suspensões automotivas. Deve também ser compatível com a futura instalação de um mecanismo de direção visando estudar e levantar propriedades associadas ao comportamento direcional do pneu.

Este trabalho está assim constituído:

Capítulo 2 – Neste capítulo são revistos os fundamentos da dinâmica de veículos relacionados aos sistemas de suspensão. São apresentados os principais tipos de suspensão e parâmetros que caracterizam sua operação, devendo ser levados em conta no projeto do protótipo.

Capítulo 3 – Neste capítulo é feita uma breve revisão a respeito da teoria de cinemática e dinâmica dos corpos rígidos que representa os fundamentos da técnica dos multicorpos.

Capítulo 4 – Aqui são definidos os aspectos gerais de modelagem e detalhadamente descritas as etapas de montagem do protótipo virtual.

Capítulo 5 – Neste capítulo são apresentados os aspectos relacionados com o projeto do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo equipado com uma suspensão tipo duplo triângulo. É feita uma descrição detalhada da bancada automotiva, sendo também descritas as principais modificações realizadas na bancada para a montagem do protótipo.

Capítulo 6 – Este capítulo é dedicado à apresentação dos procedimentos necessários à realização dos ensaios experimentais para obtenção do parâmetros de rigidez da mola da suspensão e do pneu do protótipo. Também são descritos os ensaios experimentais realizados para a validação do modelo computacional do protótipo.

Capítulo 7 – São apresentados e discutidos os resultados obtidos via ensaios experimentais e simulações numéricas.

Capítulo 8 – Neste capítulo são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 9 – Neste capítulo são apresentadas as referências bibliográficas consultadas para a realização deste trabalho.

CAPÍTULO II

Suspensões Automotivas – Revisão Bibliográfica

A evolução tecnológica das últimas décadas fez com que os veículos se tornassem cada vez mais sofisticados e capazes de atingir velocidades elevadas. Diante desta realidade os fabricantes de automóveis se viram forçados a projetar veículos capazes de proporcionar elevados níveis de segurança e conforto mesmo em altas velocidades e sob condições adversas de pista. Para atingir estas metas os engenheiros se dedicaram ao estudo do comportamento dinâmico de veículos nas mais diversas condições de operação (aceleração, frenagem, curva, velocidade máxima) tentando sempre superar os limites da tecnologia e do conhecimento.

Juntamente com a evolução dos sistemas de propulsão, aerodinâmica, pneus e chassis, ocorreram também grandes avanços no que diz respeito aos sistemas de suspensão. Os primeiros veículos eram na verdade carruagens impulsionadas por tração animal e suas rodas eram conectadas por um eixo rígido fixado diretamente ao corpo do veículo sem qualquer elemento elástico entre eles. Os primeiros veículos auto propelidos também se utilizaram deste sistema rudimentar, que trazia como principais desvantagens o grande desconforto causado pela transmissão das irregularidades da pista diretamente para a carroceria e a freqüente perda de tração em função das rodas perderem contato com o solo. Para tentar resolver estes problemas surgiu a idéia de utilizar um elemento elástico entre os eixos e o chassis do veículo, aparecendo então as molas como uma possível solução. Com a finalidade de complementar o trabalho das molas, os amortecedores foram também incorporados aos sistemas de suspensão proporcionando a redução rápida da amplitude dos movimentos da carroceria através da dissipação de sua energia (Gillespie, 1992).

Mesmo com a adição destes dois importantes componentes os sistemas de suspensão do tipo eixo rígido ainda apresentavam deficiências de desempenho principalmente quando aplicados a veículos leves em função da grande massa não suspensa. Após a Segunda Guerra Mundial a utilização dos sistemas de suspensão independentes ganhou um grande impulso, de forma que hoje eles equipam a grande maioria dos veículos leves. Os sistemas de suspensão do tipo eixo rígido ainda são

utilizados em alguns veículos de passeio, mas sua maior aplicação atualmente é em veículos comerciais (caminhões e ônibus) e na suspensão traseira de caminhonetes em função de sua elevada capacidade de carga.

Atualmente o foco principal dos estudos de dinâmica veicular em relação aos sistemas de suspensão visam a escolha adequada dos parâmetros geométricos e físicos de tais sistemas para que estes possam trabalhar com maior eficiência. Os valores dos parâmetros geométricos exercem influência direta no desempenho de um veículo, sendo portanto uma escolha fundamental na fase de desenvolvimento de projeto. Os parâmetros físicos associados à inércia, rigidez e amortecimento também são definidos de forma a atingir os objetivos quanto à solução de compromisso entre desempenho e conforto.

Os primeiros sistemas de suspensão projetados são classificados como passivos, pois nestes sistemas as propriedades de rigidez e amortecimento não sofrem variação durante sua operação. De acordo com Gillespie (1992), estes sistemas podem somente armazenar (molas) ou dissipar (amortecedores) energia durante o ciclo de funcionamento da suspensão. Atualmente existem alguns veículos que utilizam sistemas de suspensão com dispositivos de controle ativos ou semi-ativos. Estes sistemas possuem a capacidade de alterar suas propriedades de rigidez e amortecimento continuamente, adequando-se às mudanças das condições de utilização do veículo como, por exemplo, pista, velocidade, etc. Os sistemas semi – ativos empregam dispositivos como molas a ar, molas hidropneumáticas e amortecedores ajustáveis (Hydropneumático, Hydrolastic e Hydragas). Mudanças nos parâmetros físicos do sistema associados ao amortecimento podem ser feitas, por exemplo, empregando fluídos magnetoreológicos (Spencer et al, 1997). Alterações de rigidez por exemplo, podem ser feitas em sistemas de suspensão a ar que utilizam molas pneumáticas. Já um sistema ativo incorpora como principal componente um atuador capaz de exercer força e fazer o posicionamento da suspensão conforme o considerado ótimo por um algoritmo de controle. Atualmente estes sistemas de controle de suspensão, primeiramente desenvolvidos para veículos de competição, ganham cada vez mais espaço nos veículos de rua e proporciona maior estabilidade ou conforto para os passageiros.

De forma geral, as principais funções que um sistema de suspensão se propõe a desempenhar são:

- Isolar a carroceria do veículo das vibrações provocadas pelas irregularidades da pista;
- Manter as rodas em uma condição de esterçamento e cambagem adequadas à medida que o veículo trafega por uma determinada superfície;
- Reagir às forças de controle produzidas pelos pneus;
- Resistir ao rolamento da carroceria;

- Manter os pneus em contato com a superfície da pista proporcionando a menor variação possível da força vertical atuante nos pneus.

2.1. Conceitos Fundamentais

Antes de se conhecer detalhadamente os principais componentes de um sistema de suspensão, compreender como cada tipo de suspensão trabalha e apontar quais as vantagens e desvantagens de um sistema em relação ao outro, faz-se necessário primeiramente apresentar alguns conceitos e definições importantes. Estas definições dizem respeito a alguns parâmetros geométricos do sistema, termos técnicos usados no estudo de suspensões e princípios básicos de dinâmica veicular associados ao trabalho dos sistemas de suspensões.

2.1.1. Ângulo de Cambagem das Rodas

O câmbier é um dos parâmetros geométricos do sistema de suspensão e corresponde ao ângulo na vista frontal que as rodas do veículo fazem com um plano vertical que passa pelo centro do pneu. Quando as rodas estão inclinadas com sua extremidade superior apontando para dentro do veículo o câmbier é dito negativo e quando apontam para fora o câmbier é dito positivo. Porém, se as rodas fazem exatamente um ângulo de 90° em relação ao solo tem-se nesta situação um ângulo de câmbier igual a 0° .

A Figura 2.1 mostra a representação esquemática da vista frontal de um veículo e ilustra claramente a definição feita no parágrafo anterior.

A variação do ângulo de cambagem dos pneus muda a distribuição da pressão de contato vertical nos mesmos e conseqüentemente a tração disponível para o veículo.

2.1.2. Convergência e Divergência das Rodas

A convergência ou divergência das rodas é dada pelo ângulo medido na vista superior entre a roda e um plano paralelo ao eixo longitudinal do veículo. Se a parte frontal das rodas aponta para dentro do veículo, diz-se que elas são convergentes e se apontam para fora elas são ditas divergentes. Nas Figs. 2.2 (a) e 2.2 (b) podem ser observados veículos com ajustes de rodas convergentes e divergentes respectivamente.

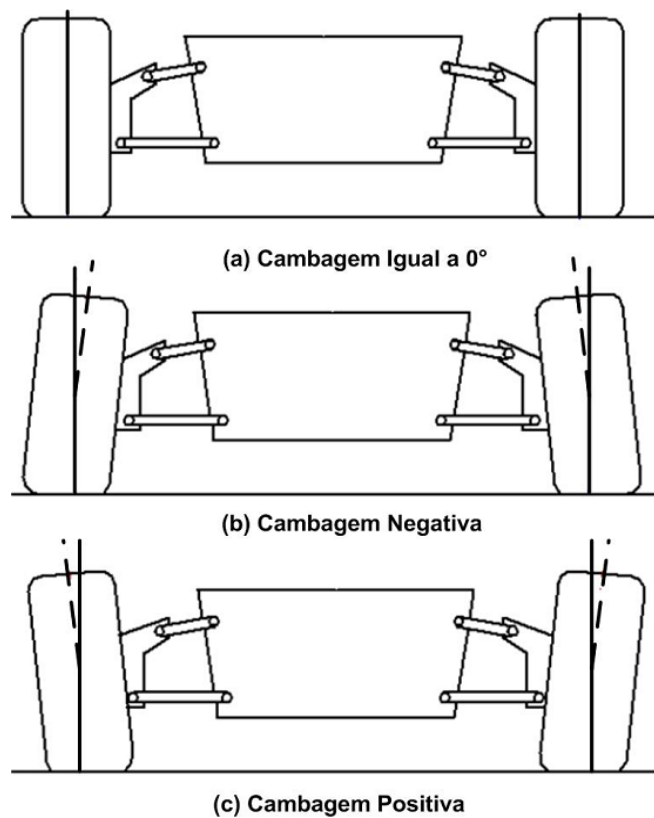


Figura 2.1 - Ângulos de cambagem. (Figura adaptada de Adams, 1993)

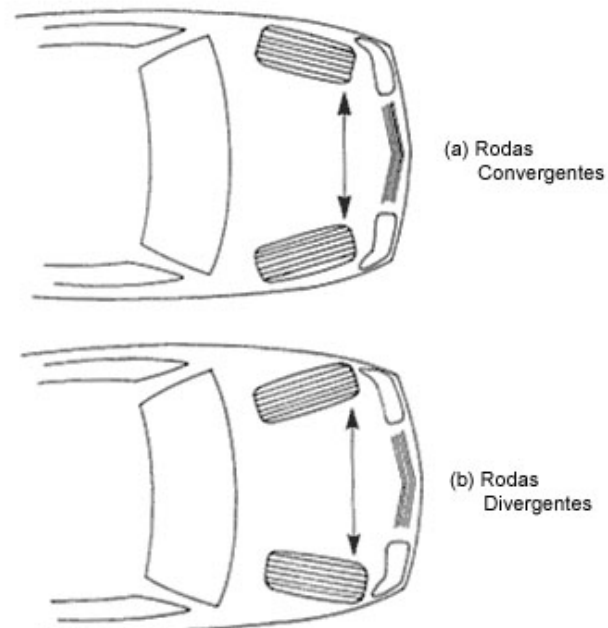


Figura 2.2 - (a) Rodas Convergentes e (b) Rodas Divergentes. (Figura adaptada de Adams, 1993)

Nas rodas dianteiras a quantidade de convergência ou divergência é ajustada aumentando ou diminuindo o comprimento das barras do sistema de direção. Introduzindo

uma leve convergência nas rodas dianteiras faz com que o veículo tenha estabilidade em linha reta e aumento de tração. Porém reduzindo a convergência ou mesmo ajustando as rodas em uma configuração levemente divergente, ocorre um ligeiro aumento no ângulo de esterçamento (Reimpell et al, 2001).

Já nas rodas traseiras a quantidade de convergência pode ser ajustada de duas formas distintas. A primeira forma de ajuste chamada de “inboard toe-in” é feita mexendo-se no posicionamento do braço da suspensão. Como consequência negativa, este tipo de ajuste altera a geometria do braço e pode prejudicar outras propriedades do sistema. A segunda forma de ajuste é chamada “outboard toe-in” porque o ajuste é feito na extremidade externa do braço da suspensão diretamente na roda. O tipo de ajuste “inboard” ou “outboard” influencia a estabilidade direcional do veículo em pistas com um nível elevado de irregularidades em sua superfície. O ajuste das rodas traseiras convergentes é um tanto incomum, mas quando é feito produz os mesmos efeitos que este tipo de ajuste produz nas rodas dianteiras (Reimpell et al, 2001).

Assim como outros parâmetros de geometria do sistema de suspensão, o alinhamento das rodas, do ponto de vista da convergência ou divergência, é alterado durante o curso da suspensão. O quanto e em que direção a mudança desta propriedade ocorre é chamado de “bump steer”.

2.1.3. Massa Suspensa e Massa não Suspensa

A massa suspensa de um veículo consiste na massa total dos elementos que são sustentados pelas molas. Entre estes elementos estão a carroceria, chassis, motor, câmbio e a massa dos ocupantes do veículo. Já a massa não suspensa é o nome atribuído a todos elementos que não são sustentados pelas molas. Fazem parte deste grupo os pneus, as rodas, os eixos, alguns elementos do sistema de direção e o diferencial, quando este não é montado no chassis.

2.1.4. Aderência nos Pneus e Carga Vertical

Gillespie (1992) afirma que as forças que exercem um papel dominante no controle do desempenho de um veículo são aquelas que surgem na região de contato dos pneus com o solo. Compreender como os pneus trabalham e conseguir com que eles aproveitem toda a potência que lhes é fornecida pelo sistema propulsor é o meio para se obter o máximo desempenho de um veículo. Para atingir este objetivo os pneus são fabricados com compostos de borracha que proporcionam cada vez mais aderência ao solo e com desenhos e texturas da banda de rodagem capazes de drenar água e outros materiais proporcionando maior capacidade de tração ao veículo. O quão rápido um veículo pode executar uma curva depende de quanta aderência está disponível nos pneus. Sabe-se que

a tração nos pneus tem uma relação direta com a carga vertical que neles atua. Esta relação pode ser representada em uma curva chamada curva de desempenho, que é única para cada modelo de pneu. Apesar de ter sua forma e valores variando de pneu para pneu, observa-se que um aumento da carga vertical produz um aumento não proporcional na aderência resultante. De acordo com Adams (1993) este aumento da capacidade de tração, frenagem ou curva torna-se cada vez menor com o aumento da carga vertical levando à perda relativa de aderência dos pneus. A Figura 2.3 mostra uma típica curva de desempenho para um pneu.

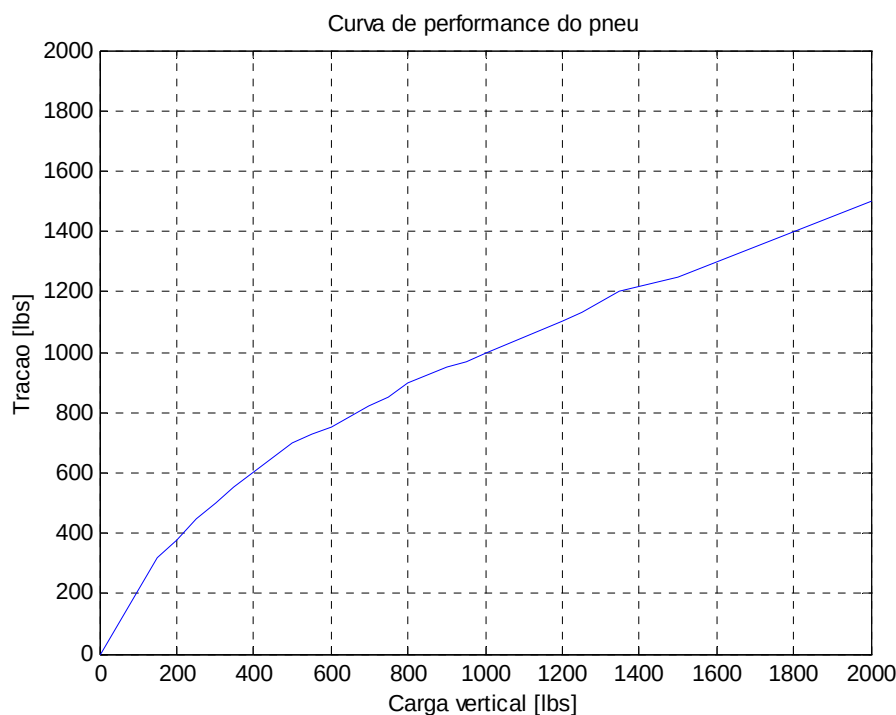


Figura 2.3 – Típica curva de desempenho de um pneu. (Figura adaptada de Adams, 1993)

A curva de desempenho de um pneu pode ser alterada por diversos fatores. Entre estes fatores estão por exemplo o tamanho da área de contato dos pneus com o solo que esta diretamente relacionada com a cambagem da roda em que o pneu está montado.

A maior capacidade de tração estará disponível quando o pneu fizer um ângulo de 90° com o solo, ou seja, em um ângulo de cambagem zero onde a área de contato com o solo é a maior possível.

2.1.5. Definição de Ride

“Ride” é o termo em inglês usado para designar o comportamento dinâmico do veículo na direção vertical. A compreensão do comportamento de ride implica em caracterizar o movimento em linha reta na direção vertical (“bouncing”) e o movimento de rotação em torno do eixo transversal do veículo (“pitching”). Estes movimentos isoladamente, combinados ou

combinados a movimentos em outras direções são responsáveis pelas sensações de conforto ou desconforto experimentadas pelos passageiros de um veículo.

A qualidade do comportamento de ride de um veículo é avaliada em relação à percepção que os ocupantes do veículo tem das vibrações que chegam ao interior da carroceria. Esta percepção que ocorre através do tato, visão e audição é influenciada pela qualidade dos assentos, espaço interno, ventilação e outros fatores que são avaliados por métodos subjetivos. Ainda assim, as vibrações podem ser medidas e verificadas quanto ao fato de estarem ou não dentro dos limites de tolerância para o conforto humano (Gillespie, 1992). Diz-se que um veículo tem uma qualidade de ride satisfatória se as vibrações que chegam à carroceria se encontrarem dentro destes limites.

2.1.6. Definição de Handling

“Handling” pode ser definido como a caracterização da estabilidade e do controle direcional do veículo durante a execução de uma curva. Algumas características de handling tais como sub-esterçamento (“understeer”) e sobre-esterçamento (“oversteer”), descrevem como o veículo contorna uma curva (Adams, 1993). O sub-esterçamento ocorre quando as rodas dianteiras necessitam de um ângulo de esterçamento maior que o definido pela geometria da curva para que o veículo permaneça na trajetória desejada. Nesta condição, a parte dianteira do veículo tende a escorregar e apontar para fora da curva. Por outro lado quando o veículo é sobre-esterçante ocorre exatamente o oposto. As rodas dianteiras necessitam de um ângulo de esterçamento menor que o definido pela geometria para executar a curva. Nesta situação a traseira do veículo tende a escorregar e a apontar para fora da curva. As Figuras 2.4 (a) e Fig. 2.4 (b) mostram um veículo executando uma curva com os comportamentos sub-esterçante e sobre – esterçante respectivamente.

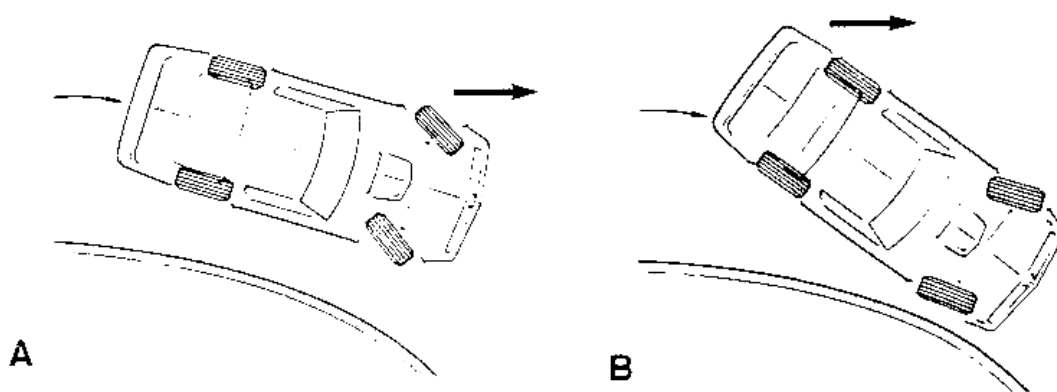


Figura 2.4 - (A) Sub -esterçamento e (B) Sobre – esterçamento. (Fonte: Adams, 1993)

A distribuição de peso do veículo tem forte influência em seu comportamento de handling. Quando um veículo executa uma curva as forças que nele atuam provocam a transferência de peso dinâmico das rodas que estão na parte interna para as rodas que se encontram na parte externa da curva. Esta transferência de carga implica na mudança da carga vertical nos pneus e na tração disponível para cada um deles. A diferença entre a quantidade de tração disponível nas rodas traseiras e dianteiras é que ditará o comportamento dinâmico do veículo em uma curva. Em veículos com distribuição de peso uniforme, ou seja, mesmo peso na dianteira e traseira a força necessária e disponível para a execução de uma curva é a mesma para as rodas dos dois eixos. Já em veículos com distribuição de peso assimétrica pode haver um desequilíbrio entre a necessidade e a disponibilidade de força em um dos eixos em virtude da não linearidade existente entre a carga vertical e a aderência do pneu ao solo. Por exemplo, se um veículo tem a parte dianteira mais pesada que a traseira, como a maioria dos veículos de tração dianteira, a componente de força necessária para garantir a aceleração centrípeta da dianteira será grande. Nesta situação, a força disponível nos pneus pode não ser suficiente em virtude do elevado carregamento vertical específico ao qual estas rodas estão sujeitas. Quando isto acontece, o veículo apresenta um comportamento sub-esterçante, onde a dianteira do veículo abre o raio da curva e exige que o ângulo de esterçamento aplicado ao volante de direção seja aumentado.

Em veículos com motor dianteiro e tração traseira pode ocorrer o fenômeno contrário, ou seja, o pequeno carregamento vertical associado a uma traseira leve proporciona boas condições de aderência, porém o valor absoluto da força de atrito pneu/solo é baixo. Além disto, parte do atrito (aderência) do pneu é gasto com a força de tração que impulsiona o veículo e mantém sua velocidade. Nestas condições o veículo pode apresentar comportamento sobre-esterçante, onde a traseira do veículo abre o raio da curva e aponta a dianteira para o seu interior. Quando isto ocorre, é necessário reduzir o ângulo de esterçamento aplicado ao volante de direção para manter o veículo na trajetória desejada.

2.1.7. Efeitos do Rolamento da Carroceria no Comportamento Dinâmico

Quando um veículo executa uma curva ele fica sujeito à ação de forças de inércia que possuem grande influência no seu comportamento dinâmico. As forças de inércia provocam o rolamento da carroceria do veículo de um certo ângulo, na direção que aponta para fora da curva. Como já mencionado neste texto anteriormente, associado ao rolamento da carroceria ocorre a transferência de peso lateral entre as rodas que estão na parte interna da curva e as rodas externas. Esta transferência dinâmica de peso altera a carga vertical nos pneus e conseqüentemente a força lateral disponível para que o veículo execute uma

curva e com isto afeta o comportamento de handling do veículo. Este fenômeno pode ser observado na Fig. 2.5.

Devido ao rolamento, o ângulo de cambagem nas rodas externas à trajetória torna-se positivo, sendo que nesta situação a aderência disponível para executar a curva não é máxima. A quantidade de mudança no ângulo de cambagem das rodas depende de diversos parâmetros da geometria da suspensão como altura do centro de rolagem, comprimento do braço oscilante e posição dos braços de controle. Durante o projeto do veículo, estes parâmetros podem ser ajustados para minimizar os efeitos do rolamento, ou seja, conseguir uma menor perda de cambagem das rodas. Porém, nem sempre é possível obter um bom resultado sem comprometer outras características de funcionamento da suspensão.

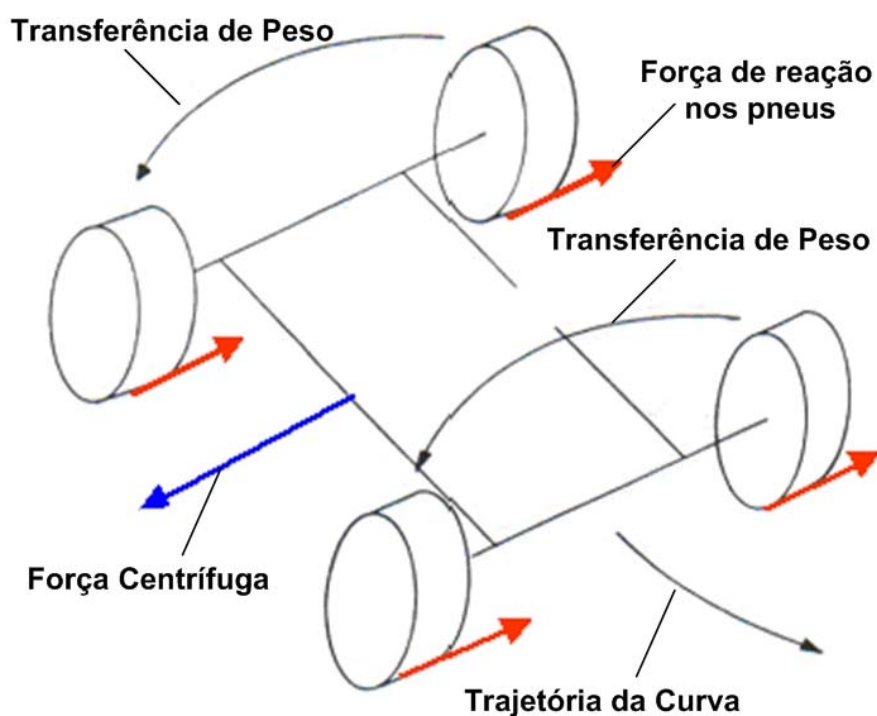


Figura 2.5 – Transferência de peso lateral de um veículo. (Figura adaptada de Adams, 1993)

Um procedimento comum para minimizar os efeitos da mudança de cambagem é o ajuste estático das rodas com um ângulo de cambagem negativo para compensar a redução deste ângulo durante o rolamento. Outro procedimento para reduzir a perda de cambagem das rodas é justamente minimizar a quantidade de rolamento do veículo. Para isto uma maior rigidez torsional é adicionada ao sistema de suspensão do veículo por meio de um dispositivo conhecido como barra estabilizadora ou barra anti-rolamento (Adams, 1993).

2.2. Principais Componentes Elásticos e Dissipativos de um Sistema de Suspensão

A seguir são apresentados e descritos em linhas gerais os principais componentes de um sistema de suspensão, responsáveis por suas propriedades de rigidez e amortecimento.

2.2.1. Molas

As molas de um sistema de suspensão devem suportar toda a massa suspensa do veículo, ou seja, o peso da carroceria, sistema de propulsão e sistemas de transmissão, além do peso dos passageiros. As molas ainda devem absorver as vibrações resultantes de sua passagem pelas irregularidades da superfície da pista, caracterizando um bom comportamento de ride e, conseqüentemente, proporcionando mais conforto aos ocupantes.

Quando um veículo passa sobre uma saliência da pista, a suspensão sobe e as molas se comprimem armazenando energia. Ao deixar a saliência para trás a suspensão desce e as molas se estendem liberando a energia. Porém este trabalho é feito em conjunto com os amortecedores que são dispositivos cuja função é controlar o quão rápido as molas comprimem e estendem para que desta forma o movimento vertical seja extinto rapidamente. Sem os amortecedores ou com amortecedores desgastados, a passagem pela pista provocaria uma oscilação da carroceria de acordo com a frequência natural da massa suspensa (frequência da suspensão) até que toda energia fosse lentamente dissipada. Durante estas oscilações, pode ocorrer a perda de contato dos pneus com o solo ou uma grande variação da força de contato e conseqüentemente uma sensível perda de desempenho.

Uma das propriedades que melhor caracterizam uma mola é sua constante de rigidez, que é muitas vezes confundida com sua capacidade de carga. A constante de rigidez é definida como a quantidade de carga suportada pela mola para comprimi-la de uma unidade de comprimento. A constante é geralmente expressa em lb/in ou em N/m. De forma diferente, a carga da mola determina o quanto de força é necessário para comprimi-la de uma determinada extensão.

Molas helicoidais e de lâmina são os tipos mais usados em automóveis, sendo que esta última foi usada nos primeiros sistemas de suspensão independente. Nestes sistemas, elas eram montadas em posição transversal e associadas a componentes que proporcionavam uma geometria de funcionamento pobre que freqüentemente levava a problemas de desgaste prematuro de pneus. Atualmente, molas de lâmina dispostas longitudinalmente, como mostradas na Fig 2.6, são amplamente utilizadas em veículos de carga que usam suspensão por eixo rígido. Estas molas podem ser utilizadas de duas maneiras: com apenas uma lâmina ou como um feixe contendo várias lâminas. Os feixes de

molos são feitos a partir de lâminas de aço de diferentes comprimentos em formato elíptico, semi-elíptico ou parabólico que trabalham curvadas deslizando umas sobre as outras.

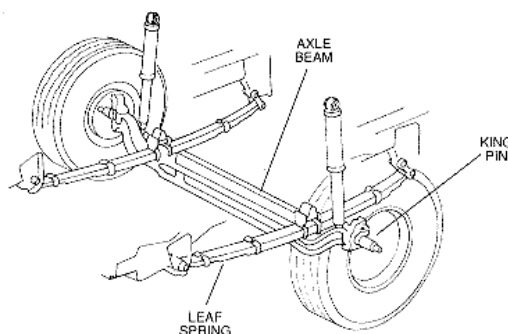


Figura 2.6 – Molas de Lâminas montadas longitudinalmente. (Fonte: Gillespie, 1992)

Devido a sua elevada capacidade de carga e simplicidade construtiva, as molas de lâmina são utilizadas em suspensões traseiras de veículos pesados equipados com eixos rígidos, onde trabalham também como braços de suspensão e são responsáveis pela transmissão das forças em manobras de aceleração, frenagem e curva. Se as molas não forem montadas de forma adequada e não forem suficientemente rígidas para resistir a estes esforços, o alojamento do eixo torce fazendo com que as molas sofram distorções. Para aumentar a rigidez e solucionar este problema, pode-se utilizar lâminas mais espessas ou aumentar o número de lâminas da mola. Porém, este procedimento resulta em um aumento da constante de rigidez. Fazer molas suficientemente rígidas para reagir à reação de torque no eixo e evitar que a constante de rigidez aumente exageradamente pode ser conseguido pela adição de lâminas apenas no arco frontal da mola (Adams, 1993).

As molas helicoidais mostradas na Fig. 2.7 são atualmente as mais utilizadas nos sistemas de suspensão de veículos leves. Como vantagens em relação às molas de lâmina destacam-se o peso reduzido, a necessidade de pequenos espaços para montagem e a facilidade de manutenção. Além disto, a liberdade de projeto aumenta significativamente uma vez que a mola deixa de exercer a função de transmitir força entre as rodas e a carroceria do veículo.

A constante de rigidez (K) das molas helicoidais depende de alguns parâmetros como, diâmetro do arame (d), diâmetro da espira (D_m), número de espiras ativas (N) e o módulo de elasticidade torsional do material do arame (G). O cálculo da rigidez de uma mola helicoidal pode ser feito pela Eq (2.1).

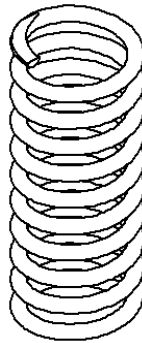


Figura 2.7 – Mola Helicoidal.

$$K = \frac{Gd^4}{8ND_m^3} \quad (2.1)$$

Em algumas situações onde a carga transportada pelo veículo e/ou o perfil das irregularidades da pista sofre intensa variação pode ser conveniente o uso de molas com rigidez variável para atender aos requisitos de conforto e desempenho do veículo. Estas molas com coeficiente de rigidez variável podem apresentar como características construtivas o diâmetro do arame ou passo entre as espiras variando progressivamente. Na prática entretanto, a variação conseguida nos parâmetros de funcionamento da suspensão pelo uso de molas progressivas não é suficiente para adequar o seu desempenho quando a mudança nas características da pista é muito brusca. Em muitos casos, um resultado plenamente satisfatório pode ser obtido pelo simples uso de um batente de fim de curso da suspensão que irá aumentar a sua rigidez efetiva quando o veículo passar por um obstáculo mais severo.

Tanto as molas helicoidais quanto as molas de lâmina não têm sua constante de rigidez alterada ao longo de sua vida. Porém um problema comum a estes dois tipos de mola é sua perda de carga após um certo tempo de operação. Esta perda de carga pode ser atribuída a diversos fatores, tais como problemas de metalurgia na fabricação da mola, sobrecarga e fadiga devido à alta kilometragem. Ao perderem carga as molas sedem e tiram o veículo de sua altura de projeto, comprometendo assim o alinhamento da geometria de suspensão. O desalinhamento da geometria resulta em desgaste prematuro ou irregular dos pneus, comportamento este ruim em relação à estabilidade e ao controle direcional do veículo durante a execução de uma curva (“handling”) e desgaste de outros componentes da suspensão. A capacidade de carga das molas helicoidais pode ser recuperada pela aplicação de uma pré-carga, feita por um calço de borracha colocado na extremidade

superior da mola. Para as molas de lâmina, o procedimento mais executado para recuperar sua capacidade de carga é refazer seu arqueamento.

Outros tipos de mola muito usados são as barras de torção. Compactas e leves estas molas consistem em uma barra reta ou em forma de L, fabricada com o mesmo material dos outros tipos de molas. Estas barras são geralmente montadas longitudinalmente com uma extremidade fixa ao chassi e a outra conectada a uma parte móvel da suspensão. Durante o movimento da suspensão a barra torce atuando como mola.

Atualmente as molas pneumáticas vêm sendo utilizadas em veículos de carga, já sendo experimentadas também para uso em veículos de passageiros. A mola pneumática consiste em um cilindro de borracha contendo em seu interior ar ou gás que é comprimido por um pistão montado no braço de controle inferior da suspensão. O pistão se move para cima ou para baixo acompanhando o movimento do braço de controle da suspensão, comprimido desta forma o ar dentro da câmara e exercendo ação de mola. Uma grande vantagem deste tipo de sistema é a possibilidade de mudar a rigidez da suspensão do veículo de acordo com a excitação a ele imposta pela pista. Isto é feito por uma válvula na parte superior do reservatório de ar, que é aberta para adicionar ou retirar ar da mola, fazendo com que a pressão no seu interior aumente ou diminua alterando assim sua rigidez. Um exemplo de montagem de uma mola pneumática pode ser visto na Fig. 2.8.

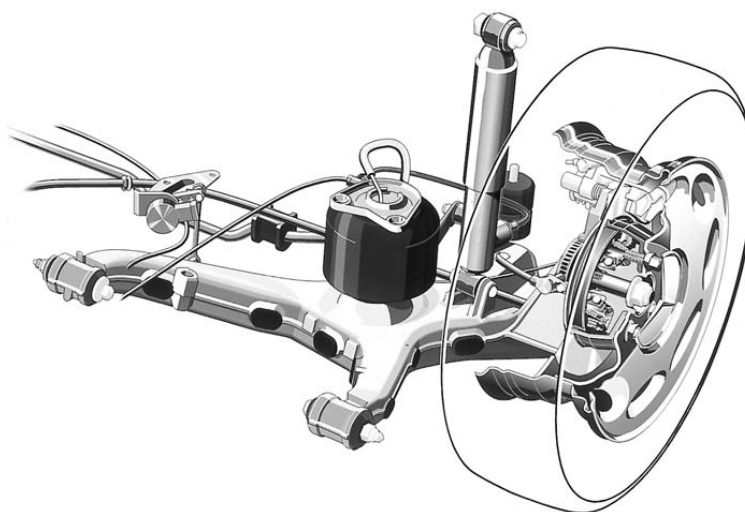


Figura 2.8 – Exemplo de suspensão com Mola Pneumática. (Fonte: Reimpell et al, 2001)

Do ponto de vista qualitativo, molas menos rígidas geralmente são desejadas, pois contribuem para manter o veículo confortável e fazer com que as rodas sigam as irregularidades da pista, resultando em boa capacidade isolar ruídos e bom comportamento vertical do veículo (ride). O uso de molas com rigidez excessivamente baixa pode contribuir para que a suspensão não seja capaz de minimizar o rolamento da carroceria. O efeito

negativo que isto traz ao desempenho do veículo em curvas afeta inclusive sua segurança de tráfego. Já molas mais rígidas são utilizadas em competições, pois reduzem o rolamento e proporcionam um desempenho mais agressivo em curvas, porém pioram sensivelmente o conforto quando o veículo passa por uma pista irregular.

2.2.2. Amortecedores

Os amortecedores são componentes do sistema de suspensão que trabalham em conjunto com as molas e tem por função dissipar a energia introduzida pelas excitações. Os primeiros amortecedores utilizados em automóveis eram constituídos por dois braços, conectados respectivamente ao chassi e ao eixo, e um disco de fricção entre eles. O ponto positivo a favor deste dispositivo, mostrado na Fig. 2.9 era o fato de que a força requerida para iniciar o movimento dos discos era maior que a força necessária para manter o movimento após o seu início. Normalmente, o efeito de amortecimento provocado pelo atrito era tão grande que exigia uma elevada carga nas molas para fazer o veículo retornar à sua posição de equilíbrio estático após passar por um obstáculo na pista.

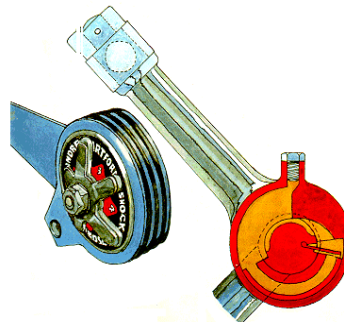


Figura 2.9 – Exemplo de amortecedor funcionado por atrito seco. (Fonte: Volkswagen do Brasil, 1998)

Na sequência destes primeiros dispositivos surgiram os amortecedores hidráulicos telescópicos que dissipavam energia em função de restrições impostas ao escoamento de fluídos viscosos em seu interior. Estes amortecedores, mostrados na Fig. 2.10, possuem em seu interior um êmbolo, uma câmara de tração e outra câmara de compressão que se comunicam uma com a outra através de válvulas existentes na base do amortecedor e no próprio pistão. Para controlar os movimentos de compressão e extensão das molas, e conseqüentemente o movimento da suspensão, estas válvulas controlam a passagem do fluido viscoso de uma câmara para outra.

Atualmente são utilizados dois tipos de amortecedores: os hidráulicos convencionais e os hidráulicos pressurizados. Os pressurizados possuem uma câmara de gás submetido a alta pressão que tem por finalidade diminuir a possibilidade de formação de bolhas no fluido viscoso quando este é submetido a intensas atividades de compressão e distensão.

A força exercida pelo amortecedor no sentido de resistir ao movimento da suspensão é função da velocidade relativa entre suas ancoragens. Além disto, os amortecedores trabalham de forma diferenciada, exercendo quando à tração uma força até três vezes superior aquela correspondente ao mesmo movimento quando em compressão. Esta atuação diferenciada tem por finalidade evitar que as rodas percam contato com o solo ao passar sobre saliências na pista.

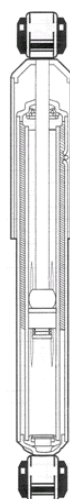


Figura 2.10 – Amortecedor Telescópico. (Longhurst, 2004)

Normalmente o fator de amortecimento adequado a um veículo de passageiros de uso normal é da ordem de 0,4. Este valor proporciona bom controle da amplitude das vibrações em casos de ressonância ao mesmo tempo em que leva a uma atenuação significativa das vibrações da suspensão quando a frequência das excitações é maior que 1,4 vezes a frequência natural da massa suspensa em função da sua característica de transmissibilidade (Gillespie, 1992).

Os amortecedores quando montados em uma posição perpendicular à direção da pista trabalham com 100 % de eficiência. Quando montados inclinados, apenas uma componente da força do amortecedor trabalha no controle dos movimentos da suspensão. Sendo assim, procura-se montar os amortecedores com inclinação pequena. Adams (1993) afirma que para ângulos de inclinação acima de 30°, os amortecedores trabalham de forma ineficiente sobrecarregando os componentes da suspensão.

2.2.3. Buchas

Quando um veículo está em movimento, as condições de alinhamento da geometria de suspensão não são as mesmas comparadas com o veículo estático. Este

desalinhamento é atribuído à deflexão de alguns componentes do sistema de suspensão como braços de controle, cubos, rodas e principalmente das buchas de suspensão.

As buchas de borracha, mostradas na Fig. 2.11, são construídas utilizando-se duas camisas de aço, uma interna e outra externa separadas por um material que geralmente é borracha natural. As vantagens das buchas de borracha sobre as buchas feitas de outros materiais é que elas não necessitam de lubrificação, oferecem melhor isolamento das excitações da pista, possuem um alto grau de complacência e apresentam menor custo de fabricação. Em situações onde é exigido alto desempenho do veículo, o uso das buchas de borracha não é recomendado pois estas permitem deflexões excessivas (Adams,1993). Entre os problemas causados pela deflexão excessiva das buchas de borracha está a perda de cambagem. Quando as buchas estão carregadas elas defletem e forçam os pneus a um ângulo de cambagem positivo, que implica em menor quantidade de tração disponível para o veículo. Uma maneira de tentar compensar isto é o ajuste estático de cambagem negativa das rodas. O sistema de direção também é afetado pela deflexão excessiva das buchas que provoca a mudança do ângulo de esterçamento das rodas.



Figura 2.11 – Buchas de borrachas de suspensões veiculares. (Fonte: Adams, 1993).

As buchas de borracha são também sensíveis ao calor, o que de certa forma limita sua vida útil. Em baixas temperaturas são resistentes e estáveis, porém quando submetidas a temperaturas mais elevadas as buchas endurecem e tendem a rachar e quebrar. Condições de pista desfavoráveis, amortecedores defeituosos e movimento excessivo da suspensão geram maiores quantidades de calor que também encurtam a vida útil das buchas.

Como dito anteriormente, veículos de alto desempenho necessitam que as deflexões das buchas de suspensão sejam mínimas. Uma alternativa para isto é o uso de buchas onde a borracha é substituída por uretano, nylon, bronze fosforoso ou aço. As buchas de uretano, nylon e aço apresentam menores deflexões, porém necessitam de lubrificação periódica e de tolerâncias apertadas para trabalharem de forma adequada. Como grande desvantagem, estas buchas não oferecem o isolamento das excitações provenientes da

pista que chegam ao chassi do veículo, resultando em um maior nível de ruído e um acentuado desconforto na condução.

2.2.4. Pneus

Segundo Gillespie (1992) os pneus têm como função suportar as cargas verticais, desenvolver as forças longitudinais para aceleração e frenagem e também desenvolver as forças laterais necessárias para a execução de uma curva. O estudo dos pneus que equipam um veículo é certamente um dos aspectos mais importantes na análise de seu comportamento dinâmico em diferentes situações e condições de operação.

As principais dimensões que caracterizam um pneu são o diâmetro da roda na qual ele é montado e a razão de aspecto entre a largura da banda de rodagem e a altura de seu flanco (série do pneu). As séries de pneus normalmente utilizadas em veículos de passeio variam entre 60, 70 e 80 e para veículos esportivos entre 55 e 60. A banda de rodagem, composta por gomos e canais de borracha é a parte do pneu que faz o contato com a pista. Cada tipo de pneu possui uma profundidade típica para os sulcos da banda de rodagem, que deve ser suficiente para proporcionar as condições necessárias de aderência, resistência ao desgaste e drenagem de água.

De forma geral, a estrutura dos pneus usados atualmente é composta de uma carcaça moldada em uma matriz de borracha macia reforçada com cordonéis flexíveis, também conhecidos como lonas, de elevado módulo de elasticidade. Com relação ao ângulo entre as lonas que compõe a carcaça e o plano circunferencial de simetria do pneu, dois tipos de construção de pneus são utilizados. Estes dois tipos de construção, mostrados na Fig. 2.12, são os pneus diagonais e os pneus radiais.

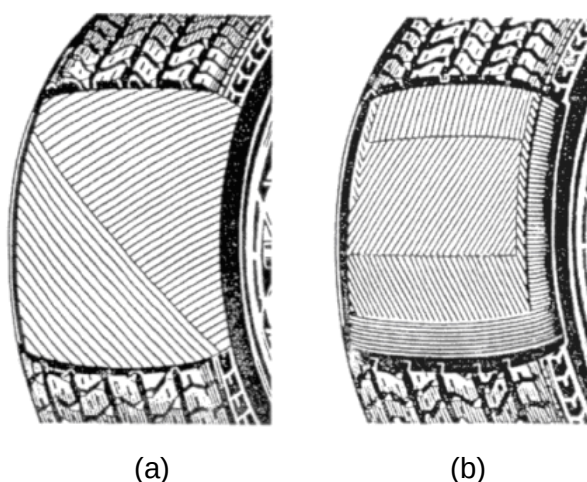


Figura 2.12 – Lonas para os pneus: (a) Diagona e (b) Radial. (Fonte: Gillespie, 1992).

Os pneus diagonais apresentam várias camadas de lonas sobrepostas e dispostas em direções alternadas segundo um ângulo de aproximadamente 35° a 40°. Ângulos maiores de disposição das lonas proporcionam boa qualidade de ride, porém levam a piores condições de estabilidade direcional. Em operação, quando da passagem pelo contato com a pista, as lonas são submetidas à flexão e à fricção, levando a distorções da carcaça, desgaste e elevada resistência ao rolamento.

Nos pneus radiais as lonas são dispostas paralelamente entre si segundo um ângulo de 90° em relação ao plano circunferencial do pneu. Este tipo de construção resulta em um pneu com uma parede lateral extremamente flexível, boa qualidade de ride, porém pouca ou nenhuma estabilidade direcional. A deficiência em relação à estabilidade direcional é eliminada com o uso de uma cinta composta de lonas com pequeno ângulo (cerca de 20°) com a periferia do pneu dispostas apenas na região abaixo da banda de rodagem. Esta configuração proporciona vantagens como baixa distorção da carcaça quando submetida a flexão, ausência de escorregamento entre a banda de rodagem e a pista, menor desgaste e menor resistência ao rolamento. A estrutura composta desta forma faz com que a carcaça lateral flexível proporcione elevado nível de conforto enquanto que a rígida cinta localizada abaixo da banda de rodagem seja responsável pelas ótimas características de desempenho. Esta diferenciação de funções faz com que a banda de rodagem permaneça plana em situações de curva, onde a variação na distribuição da pressão de contato é mínima, garantindo um maior potencial de desempenho. Como característica negativa dos pneus radiais cabe destacar a fragilidade de sua parede lateral em relação a impactos, fato que ocorre em função dos fios das lonas nesta região serem paralelos.

2.3. Principais Sistemas de Suspensão

Os sistemas de suspensão existentes podem ser classificados em duas grandes categorias que abrangem os sistemas de suspensão com eixo rígido e os sistemas de suspensão independentes.

2.3.1. Suspensões do tipo Eixo Rígido

As suspensões com eixos rígidos foram as primeiras utilizadas em veículos e consistem basicamente de um eixo em cujas extremidades as rodas são montadas. As principais vantagens dos sistemas de suspensão por eixo rígido são a sua elevada capacidade de carga, a manutenção da cambagem mesmo sob rolamento da carroceria e a manutenção do alinhamento da suspensão. Porém, o fato das rodas serem conectadas rigidamente pelo eixo cria um efeito de acoplamento de seus movimentos de forma que a

excitação de uma roda afeta o movimento da outra. Esta dependência de movimentos pode levar a vibrações indesejáveis no sistema de direção devido a ação de forças giroscópicas entre as duas rodas. Ainda como desvantagens, estes sistemas de suspensão ocupam muito espaço no veículo e quase sempre levam a uma massa não suspensa grande que afeta negativamente o conforto. Pelos inconvenientes citados acima, o sistema de suspensão por eixo rígido tem sua aplicação atual limitada a veículos de carga.

A suspensão Hotchkiss, mostrada na Fig. 2.13, é a mais utilizada dentre os modelos com eixos rígidos. Este sistema de suspensão apresenta em sua configuração mais típica as molas de lâminas semi-elípticas montadas longitudinalmente com suas extremidades conectadas ao chassis e o eixo montado próximo ao seu centro. Sua concepção é bastante simples e funcional, uma vez que as próprias molas de lâmina funcionam como braços de controle da suspensão.

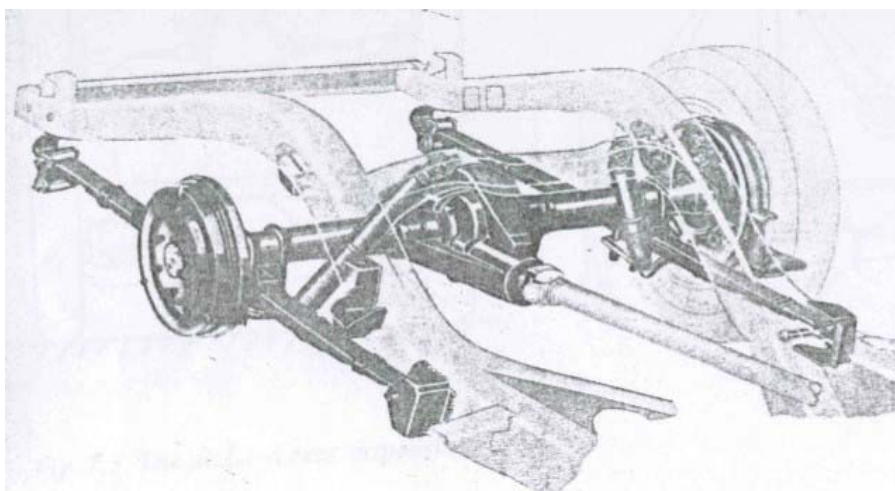


Figura 2.13 – Suspensão traseira do tipo Hotchkiss. (Fonte: Gillespie, 1992).

Suas principais deficiências são o amortecimento de Coulomb provocado pelo atrito entre as lâminas das molas, a capacidade limitada de transferir torque entre as rodas e o solo, a grande massa não suspensa e a imprecisão no posicionamento para montagem do eixo. Além disto, para se obter conforto são necessárias molas macias e isto implica em molas de lâmina longas. Nesta configuração, as molas podem apresentar problemas de flambagem, (efeito S) o que impõe sérias restrições de seu uso em veículos de passageiros. Contudo, as deficiências aqui destacadas não são fatores que contra indiquem o seu uso em veículos pesados.

A suspensão Four Link foi concebida com a finalidade de eliminar as deficiências da Hotchkiss em uma época em que os eixos rígidos ainda eram presença marcante nos automóveis. Sua configuração consiste basicamente na substituição das molas de lâmina

por molas helicoidais, acrescentando ao sistema o necessário conjunto de braços de controle (Gillespie, 1992). Uma variação deste sistema apresenta os braços superiores substituídos por um único braço triangular que exerce a mesma função do sistema original. Caso os braços de controle não sejam suficientes para controlar o movimento lateral do eixo, são utilizados elementos mecânicos para realizar este trabalho como uma barra Panhard, um mecanismo de watt ou outros dispositivos similares.

O grande diferencial do sistema Four Link em relação à Hotchkiss é a utilização de molas helicoidais que permite controlar melhor o desempenho sem comprometer a geometria de funcionamento, uma vez que esta é garantida pelo conjunto dos braços de controle. A Figura 2.14 ilustra um exemplo de suspensão traseira do tipo Four Link.

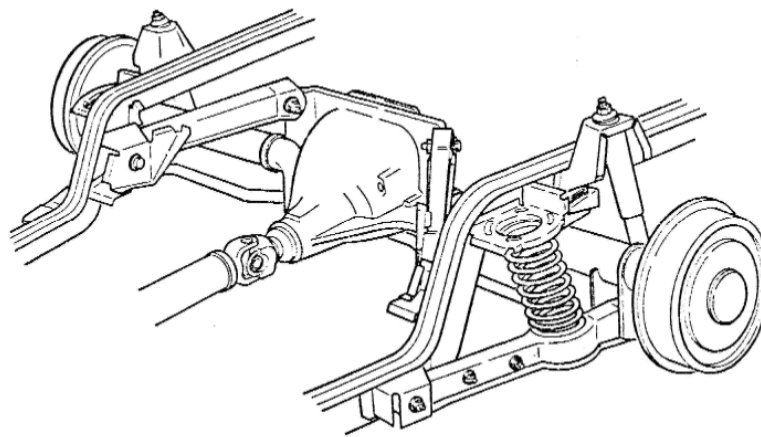


Figura 2.14 – Suspensão traseira Four Link. (Fonte: Gillespie, 1992).

Na tentativa de minimizar os problemas apresentados pelos sistemas de suspensão do tipo eixo rígido descritos acima, surgiu em 1894 o sistema de suspensão De Dion, mostrado na Fig. 2.15.

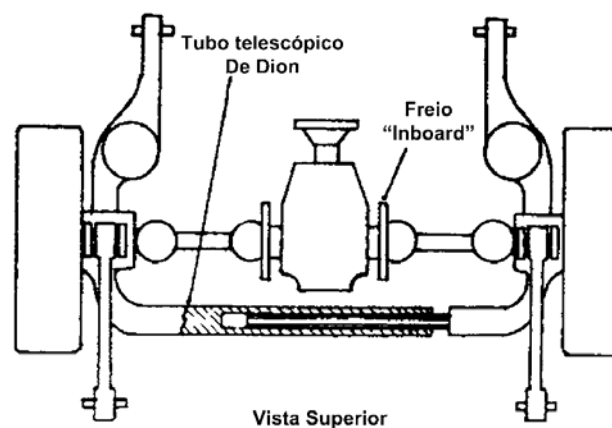


Figura 2.15 – Suspensão De Dion. (Fonte: Gillespie, 1992).

O sistema de suspensão De Dion possui duas rodas conectadas por um tubo que possui uma junta de deslizamento em seu interior. Esta junta permite a variação da distância entre as rodas (bitola ou track) durante o movimento da suspensão, porém mantendo o paralelismo entre elas sob todas as condições de tráfego do veículo. O diferencial é preso à estrutura do veículo e sua ligação com as rodas motrizes é feita diretamente pelos semi-eixos que são articulados em suas extremidades por meio de juntas universais. Nesta configuração, a massa não suspensa fica bastante reduzida, uma vez que o eixo é aliviado da massa do diferencial e semi-eixos. Embora as características construtivas deste sistema de suspensão tenham contribuído para a evolução do desempenho dos veículos, a qualidade do comportamento de ride ainda é inferior à obtida pelo uso dos sistemas de suspensão independente.

2.3.2. Suspensões Independentes

As suspensões independentes foram criadas com o intuito de evitar que o movimento de uma roda interfira diretamente no movimento da outra. Além disto, de acordo com Gillespie (1992) as suspensões independentes apresentam de forma geral outras vantagens como proporcionar um maior espaço para a montagem do conjunto propulsor, facilidade de controle do centro de rolamento da suspensão, grande curso para o movimento das rodas, grande rigidez ao rolamento e o reduzido valor da massa não suspensa. Como principais representantes desta categoria pode-se citar: Swing Axle, Trailing Arm, Semi Trailing Arm, Multi Link, MacPherson e Short Long Arm (SLA).

2.3.2.1. Suspensão Swing Axle

O sistema de suspensão Swing Axle representa uma das primeiras tentativas dos fabricantes de automóveis de construir um sistema de suspensão independente. De configuração simples, este sistema apresenta uma junta universal montada adjacente ao diferencial, na qual os semi-eixos que conectam as rodas são montados para proporcionar o seu movimento de oscilação. Isto proporciona todas as vantagens que se pretende obter de um sistema de suspensão independente. Porém, quando uma curva é executada em alta velocidade as forças laterais que são desenvolvidas podem provocar o levantamento do veículo. Este fenômeno recebe o nome de “Jacking” e traz como consequência a perda de aderência em virtude da mudança da cambagem das rodas. O efeito de Jacking que pode ser observado na Fig. 2.16, se desenvolve rapidamente e provoca mudanças repentinas e severas no comportamento de handling do veículo (Adams,1993). Este problema pode ser minimizado utilizando-se braços oscilantes mais logos. Porém braços excessivamente longos originam problemas relacionados ao uso racional do espaço do veículo.

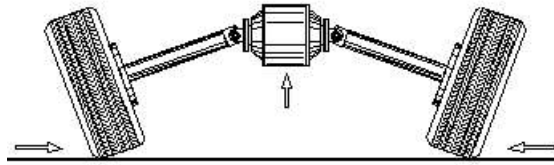


Figura 2.16 – Jacking em uma suspensão traseira tipo Swing Axle. . (Longhurst, 2004)

2.3.2.2. Suspensão Trailing Arm

A suspensão do tipo Trailing Arm é um sistema muito simples que trabalha de forma similar a uma dobradiça. Este sistema apresenta braços de controle articulados no chassi por meio de juntas cilíndricas posicionadas transversalmente ao veículo e as rodas montadas rigidamente em sua outra extremidade (Milliken; Milliken, 1995).

Este sistema não permite qualquer movimento lateral e mudança de cambagem em relação ao chassi do veículo. Porém, quando o veículo rola em uma curva, a cambagem muda em relação a pista. Esta alteração da cambagem reduz a aderência disponível, fazendo com que as velocidades em curva sejam reduzidas.

O projeto da suspensão Trailing Arm dianteira, oferece uma melhor qualidade de ride em relação a qualquer suspensão com eixo rígido. Como outras vantagens, este tipo de suspensão utiliza um espaço mínimo para sua montagem e possibilita que a suspensão se mova para trás e não somente para cima (Adams, 1993). Assim como as suspensões traseiras Trailing Arms, a suspensão dianteira também apresenta os mesmos problemas devido à mudança de cambagem e rolamento do veículo. Outro problema que pode aparecer neste sistema de suspensão é a flexão dos braços de controle que pode excitar a vibração das rodas e pneus fazendo com que estes não tenham uma perfeita aderência com o solo. O braço de controle deve ser estruturalmente mais reforçado comparado aos braços de controle das demais suspensões, pois estes devem suportar torques de frenagem, cambagem e torques da direção. Na Figura 2.17 é possível observar a vista superior de uma suspensão Trailing Arm.

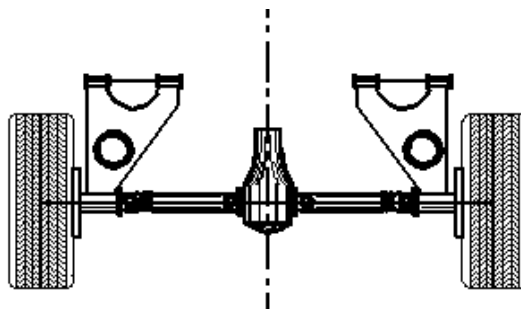


Figura 2.17 – Vista superior de uma suspensão traseira tipo Trailing Arm. . (Longhurst, 2004)

2.3.2.3. Suspensão Semi-Trailing Arm

O sistema de suspensão Semi-Trailing Arm, mostrado na Fig. 2.18, nada mais é que uma ligeira variação do sistema Trailing Arm. A diferença entre estes sistemas é o ângulo de montagem dos braços de controle. Neste sistema os braços de controle são montados de forma que seus movimentos também descrevam um arco, mas em relação a eixos inclinados em torno de 25° em relação a uma linha transversal ao veículo. Esta configuração de suspensão apresenta um comportamento dinâmico que pode ser descrito como uma combinação dos efeitos e características de uma suspensão Trailing Arm e de uma Swing Axle.

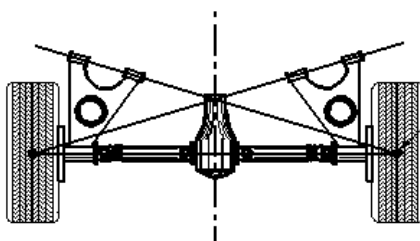


Figura 2.18 – Vista superior de uma suspensão traseira tipo Semi-Trailing Arm. (Longhurst, 2004)

Durante o procedimento de frenagem, os veículos com este sistema de suspensão apresentam um efeito sobre-esteçante (“Oversteer”). Uma vez que as juntas dos pivôs da suspensão utilizam incertos de borracha que defletem devido ao torque de frenagem, as rodas ganham uma configuração divergente originando o efeito sobre-esterçante. Na tentativa de eliminar este fenômeno existe uma variante do sistema Semi Trailing Arm conhecida como suspensão Weissach axle, mostrada na Fig. 2.19. Este sistema apresenta duas peças conectadas por uma junta de revolução que desempenha o papel de um dos trailing arms, podendo minimizar ou eliminar o sobre-esterçamento e em alguns casos até introduzir algum sub-esterçamento (“Understeer”).

2.3.2.4. Suspensão Multi Link

Multi Link é o nome dado a qualquer sistema de suspensão independente que possua três ou mais braços de controle. Com este conceito é então possível obter diversos projetos de suspensão que podem apresentar diferentes configurações de geometria, proporcionando uma grande flexibilidade de projeto. Este sistema é caracterizado por apresentar juntas esféricas como elementos de conexão nas extremidades dos braços de controle, de modo que estes não sofram momentos de flexão. Para garantir o controle dos movimentos longitudinais e laterais das rodas e reagir aos torques de frenagem são necessários pelo menos quatro braços. Em algumas suspensões Multi Link é empregado

um quinto braço que produz uma restrição excessiva dos movimentos da roda. Entretanto este elemento adicional trabalha baseado em uma maior complacência nas buchas e possibilita um controle fino do ângulo de divergência ou convergência das rodas (Gillespie, 1992). A Fig. 2.20 mostra um exemplo de suspensão Multi Link.

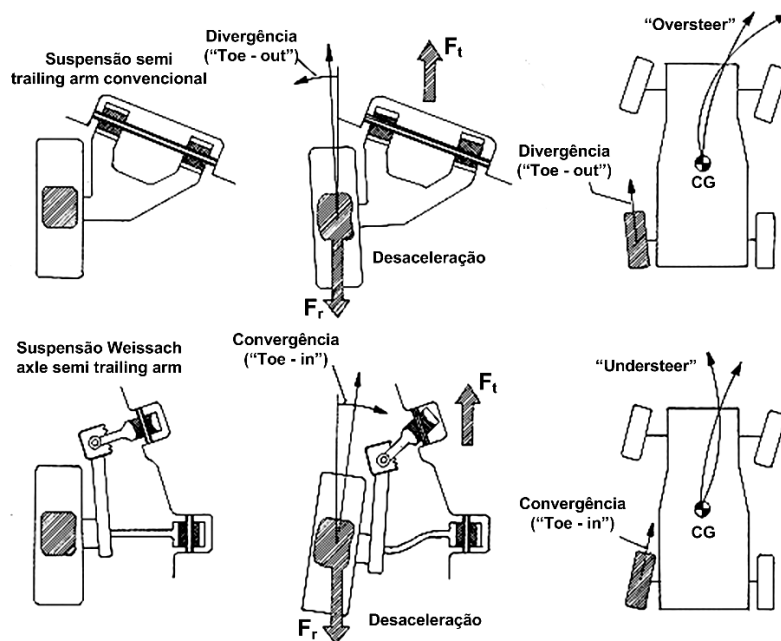


Figura 2.19 – Suspensões Semi-Trailing Arm e Weissach Axle. (Fonte: Heisler, 2002)

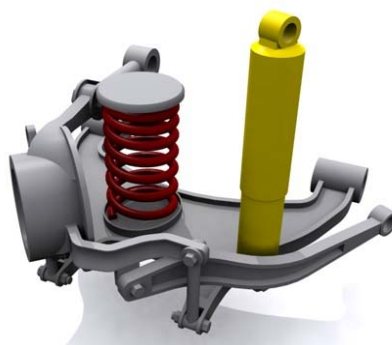


Figura 2.20 – Exemplo de Suspensão traseira Multi Link. (Longhurst, 2004)

2.3.2.5. Suspensão MacPherson

O sistema de suspensão MacPherson foi desenvolvido nos anos 40 pelo engenheiro americano Earle S. MacPherson da Ford e se tornou o sistema utilizado em praticamente todos os veículos de tração dianteira. Isto se deve ao fato dele ser compacto e oferecer um maior espaço para montagem de motores transversais utilizados nos veículos de tração

dianteira. O sistema é constituído por um amortecedor telescópico, montado geralmente na posição vertical que, além de controlar o movimento da suspensão, também trabalha como um braço de controle para posicionar a roda do veículo. A extremidade superior do amortecedor é fixada no chassi por meio de um batente de rolamento e a outra extremidade é fixada no cubo da roda (onde esta é montada de forma rígida). O braço inferior tem uma extremidade conectada ao chassi e a outra montada no cubo da roda através de uma junta esférica. Um modelo de suspensão McPherson pode ser visto na Fig. 2.21.



Figura 2.21 – Exemplo de Suspensão MacPherson. (Longhurst, 2004)

Além de ocupar pouco espaço, a suspensão MacPherson apresenta um menor custo quando comparada aos demais sistemas de suspensão independente. Do ponto de vista do comportamento dinâmico de veículos de passageiros, a suspensão MacPherson proporciona bom comportamento de handling e ride. Como desvantagem pode ser destacado o fato de que este sistema implica em ter um veículo com perfil da carroceria mais alto para acomodar a extremidade superior dos amortecedores. Para veículos de produção em série destinados para o uso diário ele representa a melhor solução de compromisso entre custo, desempenho e utilização racional do espaço. Além disto, em função da distância considerável entre os pontos de transferência de carga à estrutura (balança e batente de rolamento), o uso deste sistema de suspensão é naturalmente adequado a veículos com estrutura tipo monobloco confeccionada em chapa de aço onde é mais complicado obter elevada rigidez localizada.

Apesar de suas boas características, a suspensão MacPherson geralmente não é usada em veículos de competição em virtude da liberdade de projeto ser mais restrita quando comparada com os sistemas Short Long Arm e Multilink, por exemplo. Isto pode

representar uma forte limitação uma vez que em competições automobilísticas busca-se atingir os mais elevados níveis de desempenho possíveis na busca por melhores resultados.

2.3.2.6. Suspensão Short Long Arm (SLA)

O sistema de suspensão SLA é o mais utilizado em veículos de competição, uma vez que suas características de projeto lhe conferem a possibilidade de obter o máximo desempenho dos pneus e conseqüentemente do veículo. Porém o uso deste sistema não é restrito a veículos de competição, podendo ser verificada a sua utilização em alguns veículos de rua, principalmente nos Estados Unidos. A sua configuração apresenta dois braços de controle, um superior e outro inferior sendo o superior mais curto que o inferior. Nos Estados Unidos os braços são chamados de A-arms e na Inglaterra de Wishbones.

O alto nível de desempenho conseguido por este sistema de suspensão é atribuído à capacidade de sua geometria conseguir um maior ganho negativo de cambagem quando a suspensão é comprimida, quando comparada aos demais sistemas. Isto acontece porque o braço superior curto faz com que a parte superior do cubo seja puxada para dentro com maior intensidade que o braço inferior (mais longo) move a parte inferior também para dentro (Adams, 1993). Este comportamento dos braços de controle faz com que em uma curva, onde o veículo rola, as rodas e os pneus externos permaneçam quase sempre perpendiculares à pista, tornando máxima a aderência disponível para o veículo executar a curva. A Fig. 2.22 mostra um exemplo de suspensão SLA.

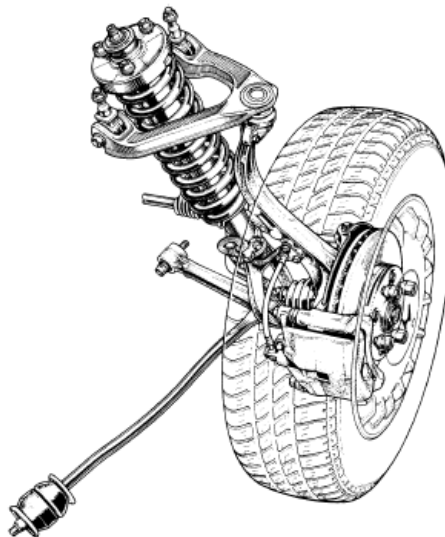


Figura 2.22 – Suspensão Short Long Arm. (Fonte: Reimpell et al, 2001)

Uma variação deste sistema é a utilização de braços de controle paralelos e de mesmo comprimento. Esta configuração, conhecida como Double Wishbones, evita as

deflexões que aparecem durante a execução de curvas mais agressivas, mantendo o alinhamento das rodas e da direção. A desvantagem do uso desta configuração é que ela não proporciona ganho de cambagem para as rodas e pneus, de modo que o veículo apresenta uma perda de desempenho em curva.

2.4. Geometria de um Sistema de Suspensão Independente

Um sistema de suspensão independente é projetado para que as rodas tenham apenas um grau de liberdade de movimento quando o veículo é excitado pela pista. Esta única possibilidade consiste no movimento vertical das rodas limitado pelo curso da suspensão. A geometria do sistema é então concebida para que possa permitir este movimento e restringir os cinco graus de liberdade de movimento restantes, duas translações e três rotações (Milliken; Milliken, 1995).

O primeiro passo na execução do projeto cinemático do sistema de suspensão é determinar a posição dos principais pontos do sistema, que determinam os possíveis movimentos dos elementos que o compõem.

Dois pontos importantes a serem definidos são os pontos imaginários, nas vistas frontal e lateral, em torno do qual a roda gira. Estes pontos são conhecidos como centros instantâneos.

Na vista frontal o centro instantâneo é definido pelo cruzamento de duas retas que seguem a mesma direção dos braços de controle, conforme mostra a Fig. 2.23. A partir desta definição de centro instantâneo na vista frontal, os dois braços de controle podem ser analisados como um único braço equivalente. A posição do centro instantâneo na vista frontal é responsável pelo controle das forças e movimentos devidos à aceleração lateral do veículo.

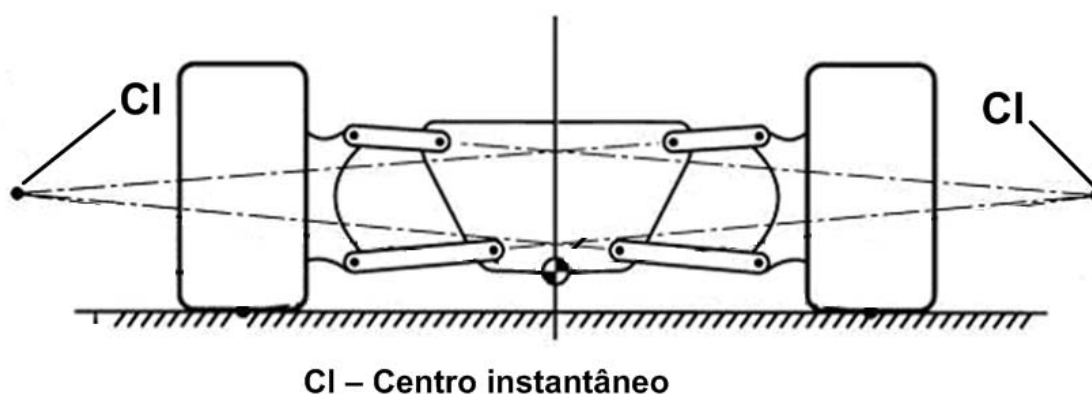
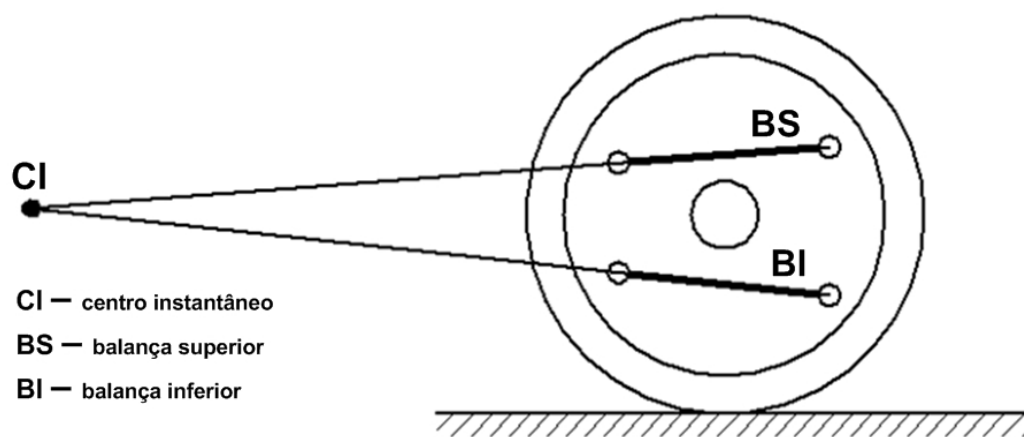


Figura 2.23 – Centros instantâneos na vistas frontal. (Figura adaptada de Milliken; Milliken, 1995).

O centro instantâneo na vista lateral é definido em relação ao arranjo dos braços de controle nesta vista. O procedimento para sua definição é equivalente ao caso anterior, porém executado na vista lateral. Nesta vista também é definido um braço de controle equivalente que gira em torno do centro instantâneo. A posição do centro instantâneo na vista lateral controla as forças e os movimentos na direção longitudinal atribuídos às manobras de aceleração e frenagem. O procedimento para determinação deste ponto na vista lateral é mostrado na Fig. 2.24

Em uma análise tridimensional de uma suspensão SLA, os centros instantâneos na vista frontal e lateral definem um eixo instantâneo de rolamento. As suspensões independentes possuem um único grau de liberdade para seu movimento, e conseqüentemente possuem um único eixo instantâneo definido pela linha que passa pelos centros instantâneos das vistas frontal e lateral.



Vista lateral de uma suspensão SLA

Figura 2.24 – Posição dos centros instantâneos nas vistas frontal e lateral e do eixo de rolamento.

Como a posição dos braços de controle muda em relação ao solo durante o curso da suspensão, os centros instantâneos também têm sua posição alterada à medida que a suspensão trabalha. Deste modo, o projeto da geometria de suspensão deve não somente determinar todas as posições dos centros instantâneos que são desejadas, assim como prever com que velocidade e em que direção eles se movem.

2.5. Geometria de Braço Oscilante na Vista Frontal

O fato do centro instantâneo na vista frontal poder estar posicionado mais próximo ou mais afastado das rodas e ainda estar acima ou abaixo do nível do solo afeta algumas das propriedades dos sistemas de suspensão independente. Dentre estas propriedades

controladas pelo posicionamento do centro instantâneo estão a altura do centro de rolamento da suspensão, a taxa da mudança de cambagem, e o scrub lateral (arrastamento lateral da roda associado ao curso da suspensão).

2.5.1. Altura do Centro de Rolamento

O centro de rolamento é definido pela interseção das linhas que passam pelo centro das áreas de contato dos pneus com o solo e pelos centros instantâneos do lado esquerdo e do lado direito do veículo. Deste modo a altura do centro de rolamento é controlada pelo comprimento do braço oscilante equivalente e altura do centro instantâneo. A Figura 2.25 mostra como é determinado o centro de rolamento na vista frontal em uma suspensão SLA. Os procedimentos para a determinação do centro de rolamento para os demais tipos de suspensão são descritos por Gillespie (1992).

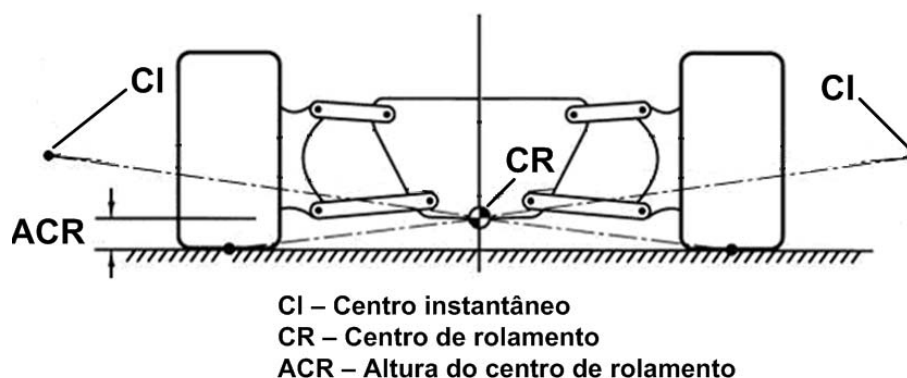


Figura 2.25 – Altura do centro de rolamento na vista frontal. (Fonte: Milliken; Milliken, 1995).

Quando um veículo executa uma curva aparecem forças de inércia que atuam no centro de gravidade do veículo e que sofrem uma reação por parte das forças laterais nos pneus. Isto gera um binário de força que atua no centro de rolamento fazendo com que o veículo role durante a curva. Como dito anteriormente o rolamento implica em mudanças do comportamento de handling do veículo e perda de desempenho em curva uma vez que a geometria da suspensão muda com o seu curso. A maneira de evitar este efeito é criar uma geometria de suspensão que diminua a distância entre o centro de gravidade do veículo e o seu centro de rolamento. Fisicamente isto é equivalente a transferir à carroceria as forças provenientes dos pneus através de um caminho, definido pela geometria dos braços de controle, que passe pelo centro de gravidade. A aplicação de todas as forças laterais em um único ponto faz com que o momento em torno dele seja nulo e a carroceria não role. Embora o centro de rolamento elevado traga este benefício, esta configuração pode levar ao fenômeno de “jacking”. Um centro de rolamento acima do nível do solo implica no

aparecimento de um momento em torno do centro instantâneo que empurra a roda para baixo e levanta a massa suspensa do veículo de forma semelhante ao que ocorre com veículos que utilizam suspensão swing axle.

2.5.2. Taxa de mudança de cambagem

A taxa de mudança da cambagem é função apenas do comprimento do braço oscilante equivalente na vista frontal. Quanto menor o comprimento do braço oscilante maior a taxa de ganho da cambagem. Utilizando um braço de controle superior o mais curto possível faz com que durante o movimento da suspensão tenha-se um maior ângulo entre os braços de controle superior e inferior, resultando deste modo em um menor comprimento de braço oscilante na vista frontal. Porém o uso de um braço de controle superior excessivamente curto leva a severas mudanças no posicionamento do centro de rolamento quando o veículo rola e passa por uma saliência na pista, afetando o movimento das rodas. Na Fig. 2.26 pode ser observada a influência do comprimento do braço de controle equivalente na vista frontal no ganho de camber.

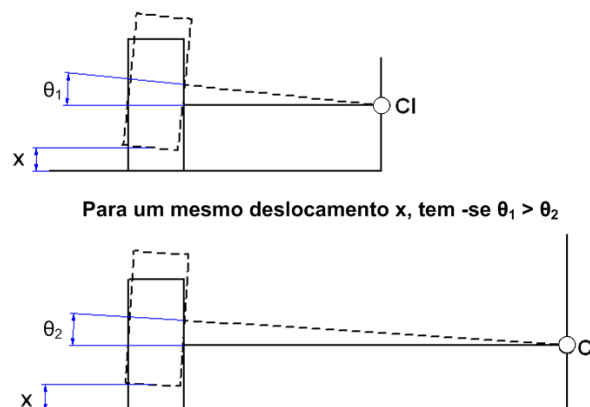


Figura 2.26 – Influência do comprimento do braço de controle equivalente no ganho de camber.

2.5.3. Scrub do Pneu

Outra propriedade dos sistemas de suspensão independente que sofre variação na vista frontal é o deslocamento lateral dos pneus em relação ao solo. A este movimento lateral dos pneus é dado o nome de “scrub”. O quanto o pneu se move lateralmente é função do comprimento do braço de controle equivalente na vista frontal e da posição do centro instantâneo em relação ao nível do solo. Quando o centro instantâneo está posicionado acima do nível do solo o pneu é levantado, movendo-se lateralmente para fora. Porém quando o centro instantâneo está posicionado abaixo do nível do solo o pneu move-se lateralmente para dentro durante o curso de compressão da suspensão.

Uma quantidade significativa de movimento lateral representa uma velocidade lateral significativa dos pneus. Esta velocidade lateral quando somada á velocidade de rolamento do pneu provoca mudanças nos ângulos de escorregamento, o que implica em mudanças do comportamento de handling do veículo ao executar uma curva (Milliken; Milliken, 1995).

2.6. Geometria do Braço Oscilante na Vista Lateral

O comprimento do braço oscilante equivalente e a altura do centro instantâneo na vista lateral controlam as forças que atuam ao longo do eixo longitudinal do veículo e exercem influência direta em características tais como efeito anti-dive, anti-lift, anti-squat, trajetória das rodas e ângulo de caster.

2.6.1. Características Anti-Lift, Anti-Squat e Anti-Dive

Quando um veículo é acelerado ocorre um efeito dinâmico equivalente à transferência de uma certa quantidade de peso do eixo dianteiro para o eixo traseiro. Isto faz com que a traseira do veículo seja abaixada, comprimindo a suspensão e aumentando a carga vertical nos pneus traseiros. O termo squat é atribuído a este fenômeno, que provoca mudanças no controle direcional do veículo e perda de desempenho do veículo em curvas. Em veículos de tração traseira os braços de controle da suspensão traseira podem ser projetados para trabalhar em certas posições nas quais é gerada uma força que atue contra o abaixamento da traseira do veículo. Esta característica é chamada de anti-squat. A posição do centro instantâneo de rotação do braço de controle na vista lateral é que determina o quanto de anti-squat a suspensão pode proporcionar.

Em veículos que utilizam suspensões do tipo eixo rígido é possível conseguir quantidades superiores a 100 % de anti-squat. Com este tipo de suspensão quando o centro instantâneo estiver abaixo de uma linha que conecta o ponto de contato entre o pneu traseiro e o solo com o ponto definido pela interseção de uma linha horizontal que passa pelo centro de gravidade do veículo com linha de centro vertical do eixo dianteiro, durante todo o movimento da suspensão tem-se menos de 100% de anti-squat, e o abaixamento da traseira do veículo durante a aceleração é apenas minimizado. Se o centro instantâneo estiver sobre esta linha toda transferência de peso é feita pelos braços de controle e têm-se então 100% anti-squat evitando o abaixamento da traseira do veículo. Mas, se o centro instantâneo estiver acima desta linha é obtido mais que 100% de anti-squat, e a traseira do veículo é então levantada (Adams, 1993).

Em veículos que utilizam suspensões traseiras independentes a quantidade de anti-squat que se consegue é limitada em torno de 25 % (Adams, 1993). Isto porque estes

sistemas de suspensão apresentam o diferencial montado no chassi e deste modo não reagem ao torque de aceleração, mas somente às forças longitudinais. Para estes sistemas a quantidade de anti-squat é determinada pela posição do centro instantâneo em relação ao centro da roda. Quanto mais elevada a posição do centro instantâneo em relação ao centro da roda, maior é a quantidade de anti-squat conseguida.

Em veículos de tração dianteira sobre aceleração o fenômeno do levantamento da suspensão dianteira é conhecido como lift, e para tentar minimiza-lo a geometria da suspensão dianteira pode ser arranjada utilizando a mesma estratégia anterior.

Durante uma frenagem a transferência de peso ocorre do eixo traseiro para o eixo dianteiro provocando o abaixamento da dianteira do veículo, fenômeno este conhecido como dive. Para tentar reduzir a intensidade com que isto ocorre, a suspensão dianteira pode ter sua geometria projetada para apresentar alguma característica anti-dive.

Novamente aqui o quanto de efeito anti-dive que se consegue será função do posicionamento do centro instantâneo na vista lateral, sendo o raciocínio idêntico ao feito para o anti-squat. Quanto maior a elevação da posição do centro instantâneo em relação ao centro da roda maior a quantidade de anti-dive. Na Fig. 2.27 é possível visualizar a geometria da suspensão para obtenção de características anti-dive e anti-squat. O equacionamento detalhado dos efeitos anti pode ser encontrado em Gillespie (1992) e Milliken e Milliken (1995).

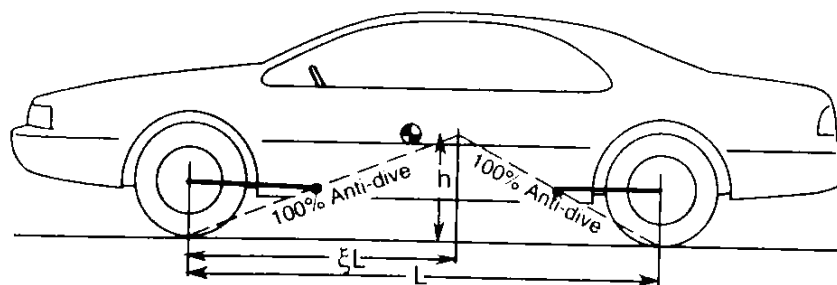


Figura 2.27 – Características anti-dive e anti-squat. (Fonte: Gillespie, 1992)

2.6.2. Trajetória do centro da roda na vista lateral

Desprezando-se os efeitos de complacência do sistema de suspensão, o caminho que o centro da roda descreve na direção longitudinal é função da posição do centro instantâneo na vista lateral. Se o centro instantâneo está posicionado atrás e acima da altura do centro da roda ou a frente e abaixo, a roda move-se para frente enquanto é levantada. Já quando a posição do centro instantâneo é atrás e abaixo da altura do centro da roda ou a frente e acima, a roda se move para traz enquanto é levantada.

Em veículos de alta performance, utilizados em competições, o caminho que a roda descreve não é de muito interesse, porém em carros que trafegam pelas ruas, isto afeta a capacidade de isolamento de vibração da suspensão.

2.6.3. Ângulo de Caster

O ângulo de caster, mostrado na Fig. 2.28, é o ângulo que o eixo em torno do qual a roda esterça faz com a direção vertical, ou seja, o ângulo de inclinação do pino mestre na vista lateral. A mudança do ângulo de caster é função do comprimento do braço de controle equivalente na vista lateral. Geralmente a quantidade de mudança do ângulo de caster é tão pequena, que o comprimento do braço de controle equivalente é escolhido para atender outras propriedades do sistema de suspensão que são controladas por este parâmetro.

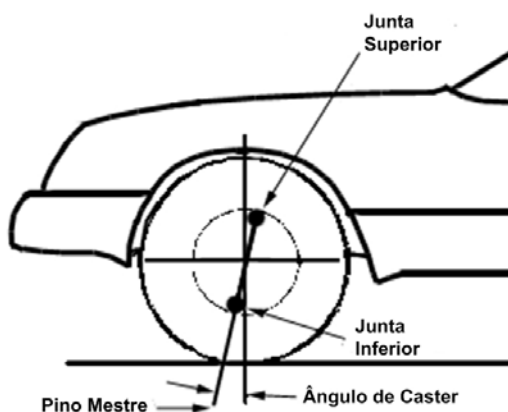


Figura 2.28 – Ângulo de Caster. (Longhurst, 2004)

2.7. Projeto de uma Suspensão Dianteira Independente SLA

O projeto da geometria de um sistema de suspensão consiste basicamente em definir os comprimentos, ângulos e pontos de montagem de elementos tais como os braços de controle, molas, amortecedores, dentre outros, para que estes proporcionem as propriedades e características desejadas para o sistema. Ao definir a geometria de um sistema de suspensão, o projetista estará sempre diante de soluções de compromisso, uma vez que determinado valor de um parâmetro favorece certas características mas compromete outras e afeta a eficiência global do sistema.

A seguir é apresentado passo a passo o procedimento de projeto da geometria de uma suspensão SLA onde é analisado o posicionamento dos principais componentes constituintes do sistema e como eles influem no comportamento dinâmico do veículo.

2.7.1. Projeto da Geometria na Vista Frontal

O projeto da geometria na vista frontal é iniciado com a escolha da distância entre os centros dos pneus, a bitola do veículo. Este parâmetro é determinado em função da largura do veículo. O ponto positivo a favor do uso de uma bitola maior é uma menor intensidade do rolamento da carroceria e a redução da transferência de peso lateral que conseqüentemente produz um ganho de desempenho em curva. Em contrapartida isto implica em uma área frontal maior do veículo o que provoca o aumento de forças de arrasto aerodinâmico.

Estando definido o valor da bitola, o próximo passo é a escolha das dimensões das rodas e dos pneus que serão utilizados, além da posição em que estes elementos serão montados. Para ambos devem ser especificados seu diâmetro e largura. Um parâmetro importante na escolha da roda é o valor de seu “offset”. Este parâmetro corresponde à distância entre o plano longitudinal que passa pelo centro da roda e a superfície de montagem da sua flange. Se estes planos são coincidentes, diz-se que o offset é nulo. O uso de offset positivo significa que a superfície de montagem da flange está para fora da linha de centro da roda. Já o uso de um valor de offset negativo significa que a superfície de montagem da roda está posicionada para dentro em relação ao plano central da roda. A Fig. 2.29 mostra as três possibilidades de offset para uma roda.

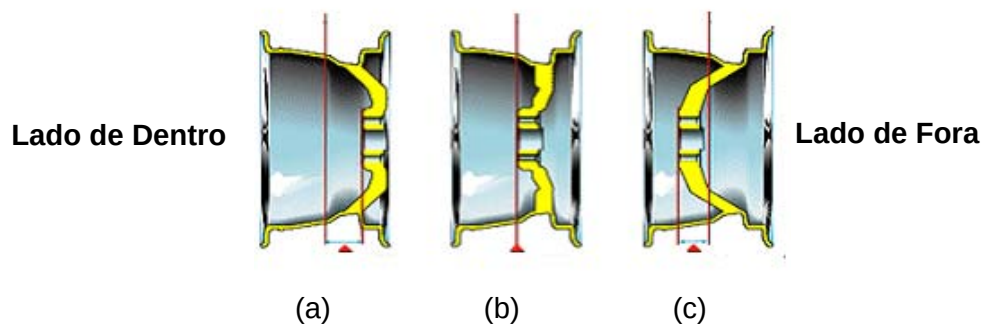


Figura 2.29 – Offset: (a) offset positivo, (b) zero offset e (c) offset negativo. . (Longhurst, 2004)

A escolha do offset da roda influencia a definição de outro parâmetro da geometria da suspensão, o raio de scrub. O raio de scrub é definido como sendo a distância entre a linha que passa pelas juntas esféricas (na vista frontal) e a linha de centro dos pneus medida sobre o solo. O valor do raio de scrub exerce influência sobre o comportamento de handling e o esforço que deve ser empregado para esterçar as rodas. As forças que estão aplicadas nos pneus podem introduzir esforços de torção no sistema de direção que são proporcionais ao comprimento do raio de scrub. Assim quanto maior o raio de scrub, maiores serão os efeitos no comportamento de handling e maior o esforço exigido para esterçar as rodas. Então, ao projetar uma suspensão deve-se tentar utilizar um raio de scrub pequeno, de

forma a minimizar estes efeitos. Uma das maneiras de diminuir o raio de scrub é o uso de rodas com valores negativos ou zero de offset. Além disto a escolha do offset da roda deve levar em conta a posição de montagem das pinças e discos de freio.

Definido o valor da bitola, pneus, rodas e o valor de offset das rodas, o próximo procedimento a ser executado é o projeto do cubo da roda ("knuckle"), que define a posição da junta esférica superior, junta esférica inferior e junta esférica da direção. O procedimento mais comum é projetar o cubo para que a distância entre as juntas esféricas superior e inferior seja a máxima possível a fim de reduzir a intensidade das forças que atuam nos braços de controle e outros componentes da suspensão. Uma alternativa para realizar isto é projetar um cubo alto, onde a distância entre as juntas esféricas é naturalmente maior. Além disto, um cubo alto traz como vantagens o fato de apresentar menores variações geométricas em virtude de erros de fabricação. Como aspectos negativos, um cubo alto implica em uma maior exigência com relação aos requisitos estruturais do próprio componente e a limitação de não possibilitar a mudança no tamanho e largura do pneu sem alterar outros parâmetros do projeto (Milliken; Milliken, 1995).

Resolvido o problema do cubo, parte-se para a definição da inclinação do pino mestre. O pino mestre é o eixo que passa pelas juntas esféricas superior e inferior e em torno do qual a roda gira quando é esterçada. A inclinação do pino mestre na vista frontal é o ângulo que este eixo faz com a vertical. Como pode ser visto na Fig. 2.30, a escolha deste ângulo influenciará no valor do raio de scrub do pneu.

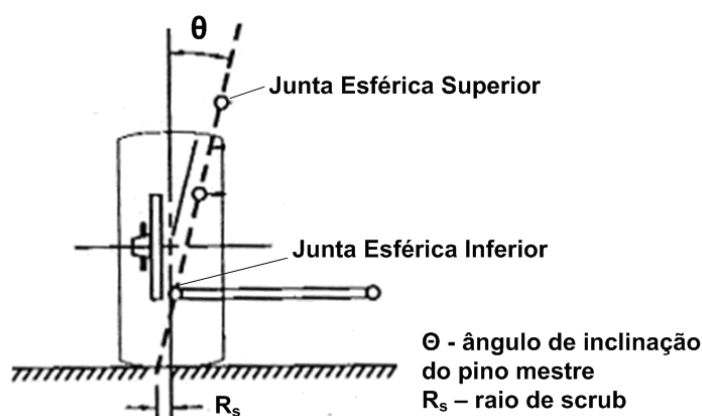


Figura 2.30 – Inclinação do pino mestre e raio de scrub. (Figura adaptada de Milliken; Milliken, 1995)

O próximo passo do projeto é definir os comprimentos e posições de montagem dos braços de controle inferior e superior. Geralmente procura-se projetar um braço de controle inferior com o maior comprimento possível para reduzir a velocidade angular dos membros da suspensão. Como os demais parâmetros da geometria de suspensão, a escolha do

comprimento do braço de controle inferior deve ser uma escolha de compromisso. Um braço excessivamente longo traz problemas em relação ao espaço para montagem de outros componentes do veículo, como por exemplo, o motor.

O braço de controle superior deve ser feito o mais curto possível para possibilitar um ganho de cambagem mais progressivo. Geralmente o comprimento do braço de controle superior deve estar entre 50% e 80% do comprimento do braço inferior (Gillespie,1992).

Estabelecidos os comprimentos dos braços de controle, deve-se estabelecer as coordenadas onde os braços serão montados no chassis para que seja possível determinar os centros instantâneos e o centro de rolamento. A posição do centro de rolamento pode ser alterada lateralmente e verticalmente se não for utilizado um braço de controle superior de comprimento adequado. Esta mudança no posicionamento do centro de rolamento afeta o quanto de rolamento da carroceria a suspensão é capaz de absorver, e isto proporciona mudanças no comportamento de handling do veículo. Deve-se procurar utilizar um comprimento de braço de controle superior que permita mudanças pouco significativas da posição do centro de rolamento durante o curso da suspensão. Fazendo com que a variação da altura do centro de rolamento seja mínima, consegue-se um comportamento de handling mais consistente (Milliken; Milliken, 1995).

2.7.2. Projeto da geometria na vista lateral

O primeiro ponto que deve ser levado em consideração no projeto da geometria de suspensão na vista lateral é a posição dos braços de controle para proporcionar as características anti desejadas. Como mencionado anteriormente, o arranjo dos braços de controle define o centro instantâneo e a posição deste em relação ao centro da roda define a quantidade das características anti.

Se for desejado que a suspensão dianteira tenha uma característica anti-dive, quanto maior a quantidade desejada menor será o comprimento do braço oscilante equivalente na vista lateral e maior será a variação do ângulo de caster. Uma vez que esta mudança do ângulo de caster é pouco significativa, os projetistas preferem ajustar o comprimento do braço para proporcionar a quantidade de anti-dive desejada, não se importando com o quanto de variação do ângulo de caster isto resulte.

2.7.3. Considerações finais de Projeto

Após definir os centros instantâneos nas vistas frontal e lateral em função das propriedades desejadas para a suspensão, deve-se realizar uma análise tridimensional do modelo para verificar se a geometria da vista frontal interfere no posicionamento do centro instantâneo na vista lateral e vice versa. Para isto, técnicas de geometria descritiva devem

ser utilizadas para determinar os planos dos braços de controle para que sua interseção produza o eixo instantâneo desejado.

Para finalizar devem ser definidas também as posições de montagem de molas e amortecedores. Estes elementos trabalham com maior eficiência quando posicionados verticalmente e o mais próximos possível do centro da roda. Caso não seja possível montá-los verticalmente, pequenas inclinações da ordem de até 30° ainda permitem que eles trabalhem de forma eficiente (Adams, 1993).

CAPÍTULO III

Cinemática e Dinâmica dos Corpos Rígidos

Na moderna Engenharia Mecânica, muitos sistemas podem ser modelados como sendo constituídos por uma montagem de vários componentes rígidos ou flexíveis interconectados por meio de juntas que definem e restringem os movimentos relativos possíveis entre as partes. Esta abordagem de modelagem é conhecida como técnica dos *multicorpos* e pode ser empregada na resolução de uma ampla gama de problemas, que podem variar desde o estudo dinâmico dos produtos da indústria aeronáutica e automobilística, até o estudo do mecanismo de um tocador de CD (Blundell; Harty, 2004).

Um determinado corpo é dito rígido quando a distância entre dois de seus pontos quaisquer é mantida constante quando este componente é submetido a esforços. Entretanto, esta é apenas uma condição ideal para a definição de um corpo rígido. Na prática os corpos sólidos se deformam quando submetidos a esforços, porém um corpo pode ser considerado rígido quando suas deformações são suficientemente pequenas e podem ser desprezadas quando comparadas com as amplitudes dos deslocamentos que surgem durante o movimento do corpo (Rade, 2000).

3.1. Cinemática dos Corpos Rígidos

A análise cinemática de um sistema composto de um ou mais corpos rígidos consiste em descrever seus movimentos no domínio do tempo em termos de grandezas cinemáticas como posição, velocidade e aceleração. Estas grandezas são expressas vetorialmente e podem ser determinadas para quaisquer tipos de movimentos de um corpo rígido.

O movimento que um corpo rígido pode executar é função de restrições cinemáticas que definem os graus de liberdade de movimento que o corpo dispõe para se mover.

3.1.1. Tipos de Movimentos dos Corpos Rígidos

a) Movimento de Translação

Um corpo realiza um movimento de translação quando qualquer linha reta que conecta duas de suas partículas não sofre mudança de direção durante o movimento. Todas as

partículas que constituem o corpo deslocam-se descrevendo trajetórias paralelas que podem ser retilíneas ou curvilíneas. Neste tipo de movimento a velocidade angular e a aceleração angular do corpo rígido são nulas.

A Figura 3.1 representa graficamente o movimento de translação de um corpo rígido.

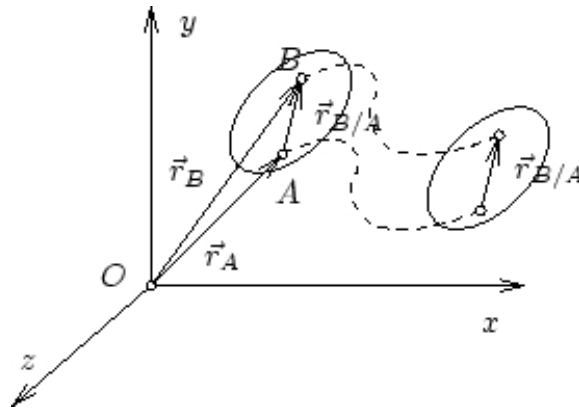


Figura 3.1 - Movimento de Translação de um Corpo Rígido. (Fonte: Rade, 2000)

Na Figura 3.1 $\vec{r}_A$ e $\vec{r}_B$ são os vetores posição dos pontos A e B em relação ao sistema de referência fixo Oxyz e o vetor $\vec{r}_{B/A}$ é o vetor posição do ponto B em relação ao ponto A. Do triângulo de vetores formado por estes três vetores é possível obter a relação:

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{r}_{B/A} \quad (3.1)$$

Derivando a Equação (3.1) em relação ao tempo é obtida a seguinte expressão que relaciona as velocidades dos pontos A e B:

$$\dot{\vec{r}}_B = \dot{\vec{r}}_A + \dot{\vec{r}}_{B/A} \quad (3.2)$$

Porém segundo a definição de corpo rígido o vetor $\vec{r}_{B/A}$ deve ser constante, ou seja, sua derivada em relação ao tempo é nula, reduzindo a Eq. (3.2) a:

$$\dot{\vec{r}}_B = \dot{\vec{r}}_A \quad (3.3)$$

Derivando a Eq. (3.3) é obtida a seguinte expressão que relaciona as acelerações dos pontos A e B:

$$\ddot{\vec{r}}_B = \ddot{\vec{r}}_A \quad (3.4)$$

A análise das Eqs. (3.3) e (3.4) permite concluir que quando um corpo rígido descreve um movimento de translação todos os seus pontos possuem a mesma velocidade e aceleração.

b) Movimento de Rotação em Torno de um Eixo Fixo

Neste tipo de movimento os pontos materiais que constituem o corpo rígido descrevem trajetórias circulares concêntricas em planos paralelos entre si e perpendiculares ao eixo de rotação. Os centros destas trajetórias estão sobre o eixo de rotação que pode ou não interceptar o corpo rígido.

A Figura 3.2 mostra a representação gráfica do movimento de rotação de um corpo rígido em torno de um eixo fixo.

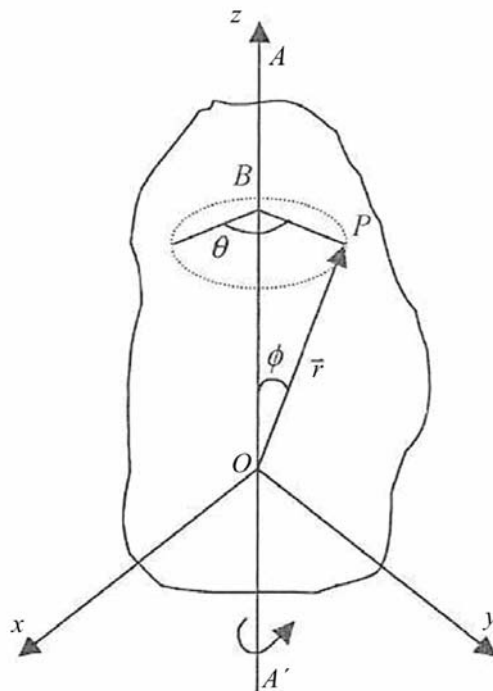


Figura 3.2 - Rotação de um Corpo Rígido em Torno de um eixo Fixo. (Fonte: Rade, 2000)

Na Figura 3.2 podem ser visto o vetor $\vec{r}$ que fornece a posição do ponto P em relação ao sistema de referência fixo Oxyz, o eixo de rotação AA' coincidente com o eixo z do sistema de referência, B a projeção do ponto P sobre AA', ϕ o ângulo formado por $\vec{r}$ e AA' e θ a coordenada angular do corpo. O comprimento Δs do arco descrito por P quando o corpo realiza uma rotação $\Delta\theta$ é dado por:

$$\Delta s = (BP)\Delta\theta = (r \sin\phi)\Delta\theta \quad (3.5)$$

Dividindo ambos os membros da Eq. (3.5) por Δt , e fazendo o limite quando Δt tende a zero, obtêm-se:

$$v = \frac{ds}{dt} = r\dot{\theta}\sin\phi \quad (3.6)$$

O lado direito da Equação (3.6) também pode ser escrito como o resultado do produto vetorial entre o vetor velocidade angular $\vec{\omega}$ e o vetor posição $\vec{r}$. Assim a expressão para a velocidade do ponto P pode ser escrita como:

$$\vec{v} = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.7)$$

Sendo o vetor $\vec{\omega}$ dado por $\vec{\omega} = \dot{\theta}\vec{k}$. Uma expressão para a aceleração do ponto P pode ser obtida derivando-se a Eq. (3.7) em relação ao tempo. Realizando esta derivada segundo as regras de derivação de um produto vetorial obtêm-se a seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \vec{a} &= \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d}{dt}(\vec{\omega} \times \vec{r}) \\ \vec{a} &= \frac{d\vec{\omega}}{dt} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times \frac{d\vec{r}}{dt} \\ \vec{a} &= \vec{\alpha} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \end{aligned} \quad (3.8)$$

Na Equação (3.8) o primeiro termo do lado direito da equação representa a componente tangencial da aceleração, responsável pela variação do módulo do vetor velocidade. Seu cálculo é feito através do produto vetorial entre o vetor aceleração angular $\vec{\alpha}$ e o vetor posição $\vec{r}$. O vetor aceleração tangencial está contido no plano da trajetória e sua direção é perpendicular ao segmento BP da Fig. 3.2, e seu sentido determinando de acordo com o sentido de $\vec{\alpha}$. Já o segundo termo do lado direito da equação representa a componente normal da aceleração, responsável pela mudança de direção do vetor velocidade. O cálculo desta componente é feito através do duplo produto vetorial $\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$. O vetor aceleração normal também está contido no plano da trajetória do ponto P e sua direção é a do segmento BP sendo o seu sentido de P para B.

c) Movimento Plano Geral

No movimento plano geral todos os pontos de um corpo rígido descrevem trajetórias em planos paralelos entre si, sendo que estas trajetórias possuem as seguintes

características:

- Não são curvas paralelas, portanto o movimento não é puramente de translação;
- Não são círculos concêntricos, portanto o movimento não é de rotação em torno de um eixo fixo.

Do ponto de vista cinemático o movimento plano de um corpo rígido pode ser considerado como sendo a resultante da superposição de uma translação e uma rotação em torno de um eixo fixo. A Figura 3.3 ilustra o movimento plano geral de um corpo rígido.

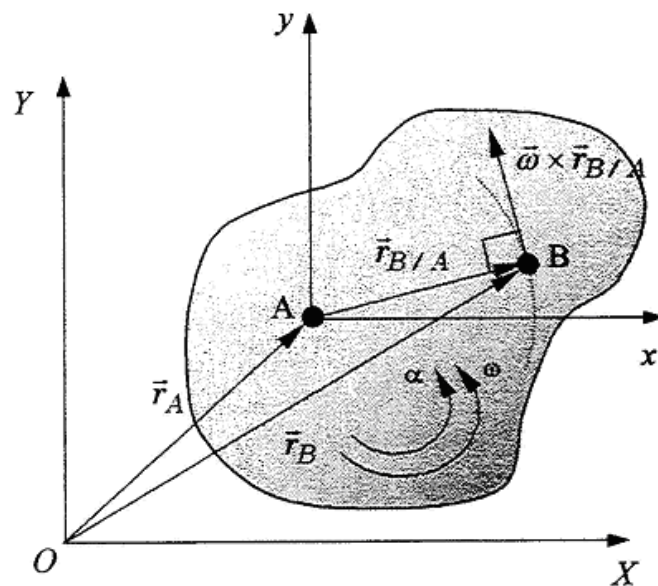


Figura 3.3 - Movimento plano geral de um corpo rígido. (Fonte: Rade, 2000)

Na figura acima os vetores velocidade angular e aceleração angular instantâneos do corpo rígido são perpendiculares ao plano do movimento. O centro de referência OXY é fixo enquanto o referencial Axy é um sistema de referência móvel com movimento de translação pura. Para a definição de uma expressão que relaciona os pontos A e B do corpo rígido recorre-se a seguinte equação da cinemática de partículas (Beer; Johnston Jr., 1991):

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{\Omega} \times \vec{r}_{B/A} + (\vec{r}_B)_{rel} \quad (3.9)$$

Neste caso a velocidade angular $\vec{\Omega}$, do sistema de referência móvel Axy é nula e $(\vec{r}_B)_{rel}$ representa o vetor velocidade relativa do ponto B em relação ao sistema Axy. Este vetor $(\vec{r}_B)_{rel}$ é dado por $\vec{\omega} \times \vec{r}_{B/A}$. Assim a Equação (3.9) se reduz a:

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{\Omega} \times \vec{r}_{B/A} \quad (3.10)$$

Considerando o mesmo movimento da Fig. 5.4, para a determinação de uma expressão que relacione as acelerações dos pontos A e B, recorre-se novamente a uma das equações da cinemática de partículas (Beer; Johnston Jr., 1991):

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A + \dot{\vec{\Omega}} \times \vec{r}_{B/A} + \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}_{B/A}) + 2\vec{\Omega} \times (\vec{r}_B)_{rel} + (\vec{r}_B)_{rel} \quad (3.11)$$

Já sabe-se que a velocidade angular $\vec{\Omega}$ é nula, então consequentemente $\dot{\vec{\Omega}}$ também é nula. A aceleração relativa do ponto B em relação ao sistema Axy, $(\vec{r}_B)_{rel}$, é dada por:

$$(\vec{r}_B)_{rel} = (\vec{r}_B)_{rel}^t + (\vec{r}_B)_{rel}^n = \vec{\alpha} \times \vec{r}_{B/A} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{B/A}) \quad (3.12)$$

Assim considerando a Equação. (3.12), a Equação (3.11) fica:

$$\vec{r}_B = \vec{r}_A + \vec{\alpha} \times \vec{r}_{B/A} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}_{B/A}) \quad (3.13)$$

d) Movimento com um Ponto Fixo

A única restrição para este tipo de movimento é que um único ponto do corpo rígido deve permanecer imóvel no espaço. Um exemplo típico deste movimento é o movimento de um pião sobre o solo, como representado na Fig. 3.4.

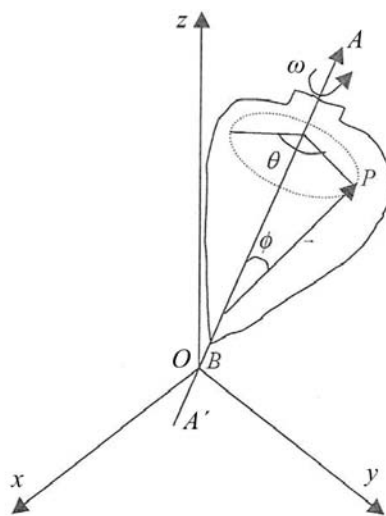


Figura 3.4 - Movimento de Rotação em Torno de um Ponto Fixo. (Fonte: Rade, 2000)

A cinemática dos corpos rígidos que executam este tipo de movimento é baseada no Teorema de Euler. Este teorema diz que: “O movimento de um corpo rígido com um

determinado ponto fixo O pode ser considerado, em cada instante, como sendo o movimento de rotação em torno de um eixo que passa por este ponto O". Este eixo a que se refere o teorema é denominado eixo instantâneo de rotação e tem sua direção variando continuamente com o tempo. Como mostrado na Fig. 3.4 o vetor velocidade angular do corpo rígido, $\vec{\omega}$, tem a direção do eixo instantâneo de rotação AA'. Como esta direção varia continuamente o vetor aceleração angular não tem a mesma direção do vetor velocidade angular.

Com base na definição do Teorema de Euler, para determinar a velocidade e aceleração de um ponto P genérico do corpo rígido, são usadas as mesmas equações do movimento de rotação em torno de um eixo fixo.

$$\vec{v} = \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.14)$$

$$\vec{a} = \vec{\alpha} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \quad (3.15)$$

e) Movimento Geral

O movimento geral consiste em uma extensão do movimento plano geral ao caso tridimensional. Basicamente, a única diferença entre o movimento geral e o movimento plano geral é o número de equações escalares resultantes da decomposição de suas equações vetoriais. No movimento geral para cada equação vetorial são obtidas três equações escalares em termos de suas componentes em três direções mutuamente perpendiculares, enquanto que no movimento plano geral são obtidas apenas duas equações escalares.

3.2. Restrições em Sistemas Multicorpos

Em um sistema constituído por vários corpos rígidos ou em alguns casos até mesmo por alguns corpos flexíveis, existem elementos que fazem a conexão destes corpos com os outros ou ainda com o sistema de referência fixo, impondo restrições cinemáticas aos seus movimentos relativos.

Estes elementos podem ser classificados de acordo com três grupos distintos. O primeiro deles é baseado em restrições primitivas, que introduzem forças relativas e momentos responsáveis pela limitação dos movimentos, tal como ocorre em juntas esféricas, cilíndricas, de translação e outras. O segundo grupo, formado por elementos como acoplamentos, engrenagens e rolamentos, determinam que um tipo específico de movimento seja compartilhado pelas duas partes conectadas pelo elemento. Por fim o terceiro grupo compreende mecanismos tipo came-seguidor em que uma trajetória é pré-

definida para ser seguida, restringindo assim algum ou todos os demais movimentos possíveis.

A seguir são descritas apenas as restrições do primeiro grupo usadas neste trabalho. Detalhes a respeito das restrições dos outros dois grupos podem ser encontrados na bibliografia (Rahnejat, 1998).

3.2.1. Restrições Primitivas

a) Restrição de Ponto Coincidente

Esta restrição estabelece que duas partes conectadas em um ponto coincidente possam somente executar movimentos de rotação de uma em relação à outra. Não são permitidos movimentos de translação de uma parte em relação à outra. A Fig 3.5 permite visualizar esta condição com maior clareza.

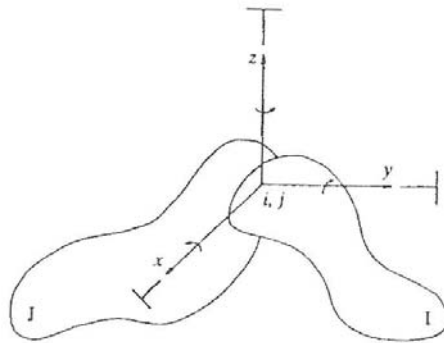


Figura 3.5 - Restrição primitiva do tipo ponto coincidente. (Fonte: Rahnejat,1998)

Sendo os pontos i e j coincidentes e as partes I e J conectadas nestes pontos, tem-se que:

$$\vec{R}_i + \vec{r}_i = \vec{R}_j + \vec{r}_j \quad (3.16)$$

Onde $\vec{R}_i$ e $\vec{R}_j$ denotam os vetores posição no sistema de referência global e $\vec{r}_i$ e $\vec{r}_j$ os vetores posição no sistema de referência local no ponto comum. Esta restrição primitiva pode ser expressa pela função C_{ij} apresentada na seguinte equação:

$$C_{ij} = (\vec{R}_i + \vec{r}_i) - (\vec{R}_j + \vec{r}_j) \quad (3.17)$$

b) Restrição de Plano

Esta restrição primitiva refere-se à existência de um ponto i em um parte qualquer I que também existe em um plano pertencente à uma outra parte J . Esta condição é representada na Fig. 3.6.

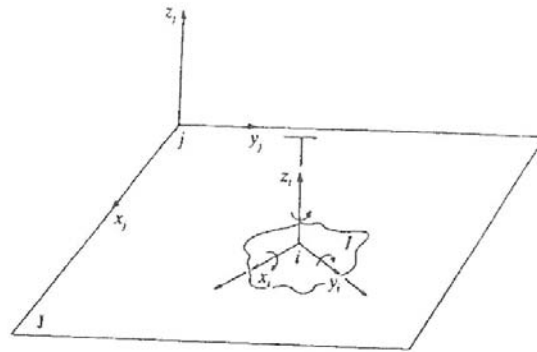


Figura 3.6 - Restrição primitiva do tipo de plano. (Fonte: Rahnejat,1998)

Assim como a restrição de ponto coincidente, uma função C_{ij} pode ser utilizada para expressar a restrição de plano. Esta função é mostrada na Eq. (3.18).

$$C_{ij} = \{(\vec{R}_i + \vec{r}_i) - (\vec{R}_j + \vec{r}_j)\} \cdot \vec{e}_j = 0 \quad (3.18)$$

Onde $\vec{e}_j$ é o vetor unitário normal ao plano especificado na parte J .

c) Restrição de Perpendicularidade

A restrição primitiva de perpendicularidade requer que um vetor $\vec{e}_i$, especificado na parte I permaneça sempre perpendicular a outro vetor unitário $\vec{e}_j$ especificado em uma parte J . Esta restrição primitiva pode ser representada pela seguinte expressão matemática:

$$C_{ij} = \vec{e}_i \cdot \vec{e}_j = 0 \quad (3.19)$$

Com isto um grau de liberdade é restringido. Graficamente esta restrição primitiva pode ser visualizada pela Fig. 3.7.

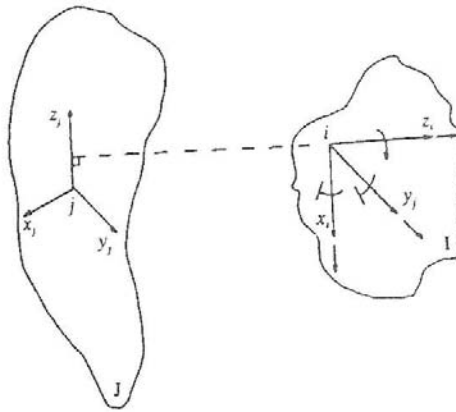


Figura 3.7 - Restrição primitiva de perpendicularidade. (Fonte: Rahnejat,1998)

d) Restrição de Ortogonalidade de Eixos

Esta restrição primitiva é uma extensão da restrição de perpendicularidade. Esta restrição impõe a condição de que um ponto i da parte I permaneça em um eixo ortogonal a um plano da parte J que contenha um ponto j qualquer. Esta restrição primitiva pode ser representada pelas seguintes expressões matemáticas:

$$z_i \cdot x_j = 0 \quad z_i \cdot y_j = 0 \quad x_i \cdot y_j = 0 \quad (3.20)$$

A Figura 3.8 mostra graficamente esta restrição primitiva. Percebe-se claramente que os pontos i e j podem transladar um em relação ao outro e que são impostas três restrições aos graus de liberdade de rotação.

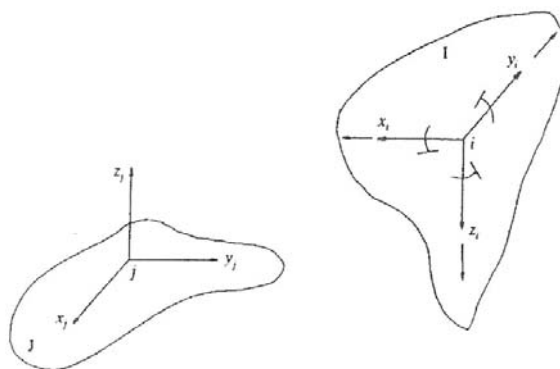


Figura 3.8 - Restrição primitiva de ortogonalidade de eixos. (Fonte: Rahnejat,1998)

e) Restrição de Dobradilha (“Hinge”)

Esta restrição impõe a condição de que um ponto i de uma parte I deve permanecer em um eixo que é co-diretor com o vetor unitário normal do plano onde o ponto j da parte J está posicionado. Nesta condição não existe restrição de ortogonalidade dos conjuntos de

eixos xy dos pontos i e j . Isto permite a estes conjuntos de eixos ter um movimento de rotação de um em relação ao outro, ou seja, uma parte pode rotacionar em relação à outra em torno de um eixo z passando pelos pontos i e j . Este tipo de restrição pode ser expresso pelas seguintes funções:

$$z_i \cdot x_j = 0 \quad z_i \cdot y_j = 0 \quad (3.21)$$

Esta restrição primitiva proporciona a restrição de 2 graus de liberdade. A Fig. 3.9 possibilita a visualização gráfica desta restrição.

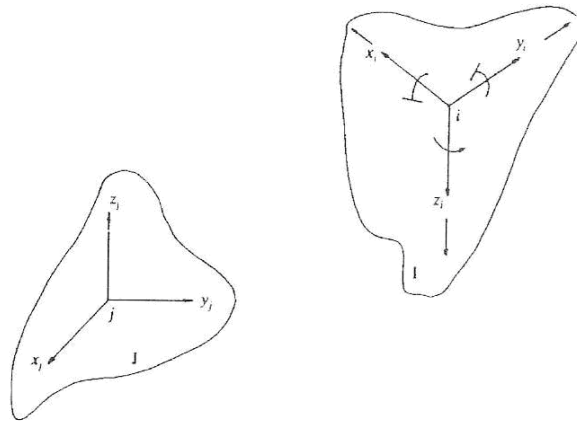


Figura 3.9 - Restrição primitiva de dobradiça ("Hinge"). (Fonte: Rahnejat,1998)

f) Restrição de Alinhamento

Esta restrição implica em submeter um ponto i de uma parte I a transladar ao longo de um eixo pré-definido de um conjunto de eixos ortogonais fixos à uma parte J em um ponto j . A Fig. 3.10 ilustra esta restrição. Se for considerado o movimento relativo do ponto i com relação ao ponto j ao longo de seu eixo z comum, pode-se então representar esta restrição pelas seguintes expressões:

$$\begin{aligned} \{(R_i + r_i) - (R_j + r_j)\} \cdot x_j &= C_{ij} \cdot x_j = 0 \\ \{(R_i + r_i) - (R_j + r_j)\} \cdot y_j &= C_{ij} \cdot y_j = 0 \end{aligned} \quad (3.22)$$

São introduzidas então 2 restrições por esta restrição primitiva.

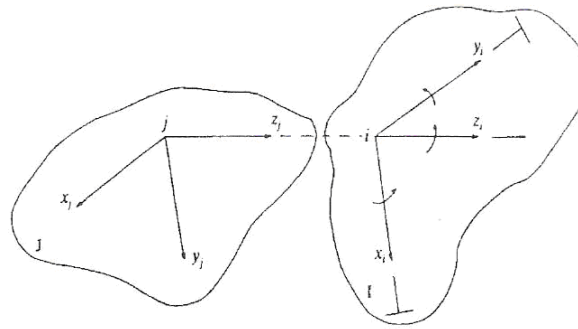


Figura 3.10 - Restrição primitiva de Alinhamento. (Fonte: Rahnejat,1998)

3.2.2. Formulação Matemática de Juntas

Todas as juntas encontradas nos mais diversos mecanismos existentes podem ser definidas matematicamente em termos de uma ou mais restrições primitivas. A seguir são apresentadas as juntas de uso mais comum em mecanismos.

a) Junta Esférica

Esta junta pode ser descrita perfeitamente em termos de uma restrição primitiva de ponto coincidentes entre os pontos i e j pertencentes a duas partes I e J respectivamente. Deste modo a função de restrição de uma junta esférica pode ser expressa pela Eq. (3.23):

$$C_{ij} = 0 \quad (3.23)$$

Esta condição inibe todos os graus de liberdade de translação. Isto pode ser visualizado na Fig. 3.11.

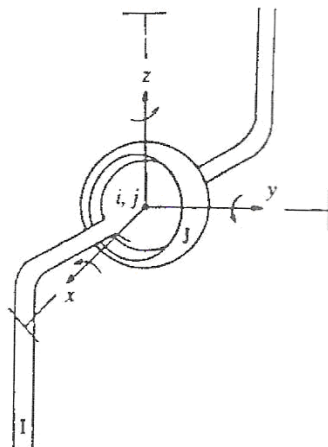


Figura 3.11 - Representação gráfica de uma Junta Esférica. (Fonte: Rahnejat,1998)

b) Junta Universal

A Figura. 3.12 apresenta uma junta universal. Seja um ponto i pertencente a parte I , e posicionado em uma peça cruzada da junta e coincidente com um ponto j fixo na parte J e posicionado em outra peça cruzada da junta. Os pontos i e j devem permanecer sempre coincidentes. Para que isto seja possível se faz necessário a aplicação de uma restrição primitiva de ponto coincidente. Além disto, os eixos das peças cruzadas, denotados por z_i e z_j devem permanecer sempre perpendiculares, uma vez que se isto não for contemplado a junta travará e o mecanismo se tornará inoperante. A restrição de perpendicularidade dos eixos z_i e z_j pode ser completamente descrita por uma restrição primitiva. Logo esta junta introduz 4 restrições, sendo 3 translações e 1 rotação.

$$C_{ij} = 0 \quad z_i \cdot z_j = 0 \quad (3.24)$$

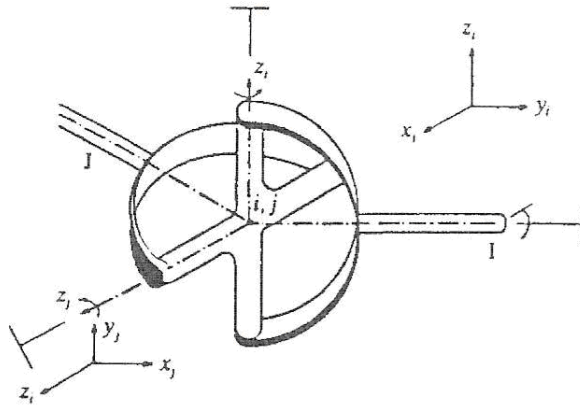


Figura 3.12 - Representação gráfica de uma Junta Universal. (Fonte: Rahnejat,1998)

c) Junta de Revolução

Esta junta permite somente o movimento de rotação relativo entre duas partes I e J quaisquer, em torno do eixo comum da junta que passa pelos pontos i e j pertencente a estas partes. Os pontos i e j permanecem sempre coincidentes. De um modo geral para restringir outras rotações uma restrição primitiva do tipo dobradiça deve ser aplicada. Desta forma têm-se então 5 restrições, sendo 3 de translação e 2 de rotação.

$$C_{ij} = 0 \quad z_i \cdot x_j = 0 \quad z_i \cdot y_j = 0 \quad (3.25)$$

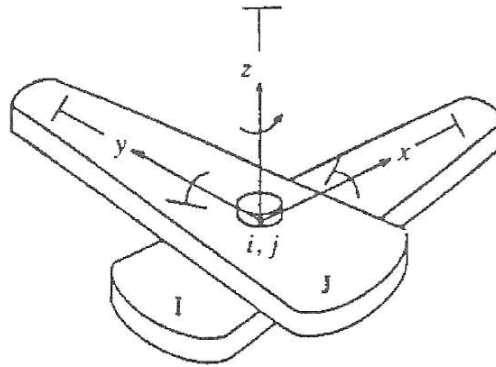


Figura 3.13 - Representação gráfica de uma Junta de Revolução. (Fonte: Rahnejat,1998)

d) Junta de Translação

Uma junta de translação permite apenas o movimento relativo entre duas partes I e J ao longo de um eixo comum a ambas as partes. Todos os graus de liberdade de rotação são restritos. Para inibir os movimentos de rotação, é necessária a aplicação de uma restrição primitiva de ortogonalidade. Além disto, os outros dois graus de liberdade de translação devem ser restritos para evitar os deslocamentos laterais. Para isto uma restrição primitiva de alinhamento deve ser aplicada para garantir o movimento de translação ao longo da direção comum $z = z_i = z_j$.

Na Fig. 3.14 abaixo é possível observar que a junta de translação introduz 5 restrições, 2 de translação e 3 de rotação.

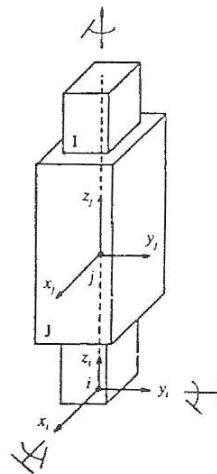


Figura 3.14 - Representação gráfica de uma Junta de Translação. (Fonte: Rahnejat,1998)

As cinco funções de restrição para esta junta são expressas pelas funções abaixo:

$$z_i \cdot x_j = 0, \quad z_i \cdot y_j = 0, \quad x_i \cdot y_j = 0, \quad C_{ij} \cdot x_j = 0, \quad C_{ij} \cdot y_j = 0 \quad (3.26)$$

e) Junta Cilíndrica

Uma junta cilíndrica permite o movimento relativo de translação das partes *I* e *J* ao longo do eixo da junta e o movimento de rotação relativo entre estas duas partes em torno deste mesmo eixo. Esta condição pode ser alcançada através da aplicação de uma restrição primitiva de alinhamento e outra do tipo dobradiça. Considerando que o eixo comum a ambas as partes passe pelos pontos *i* e *j*, mostrados na Fig. 3.15, seja denotado por *z* tal que $z = z_i = z_j$, então as restrições de movimento desta junta podem ser expressas pelas equações abaixo:

$$z_i \cdot x_j = 0, \quad z_i \cdot y_j = 0, \quad C_{ij} \cdot x_j = 0, \quad C_{ij} \cdot y_j = 0 \quad (3.27)$$

Desta forma a junta cilíndrica introduz um total de 4 restrições.

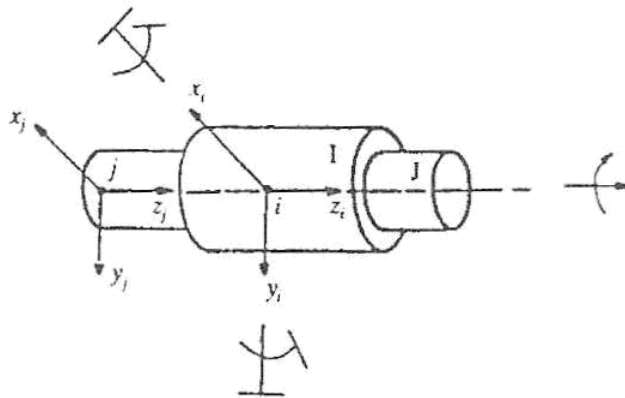


Figura 3.15 - Representação gráfica de uma Junta de Cilíndrica. (Fonte: Rahnejat,1998)

f) Junta Planar

Para compreender como uma junta planar trabalha pode-se supor a seguinte situação hipotética: imaginar um tijolo deslizando e escorregando em uma superfície de gelo. O tijolo sempre permanecerá em contato com a superfície do gelo, não existindo translação na direção vertical (eixo *z*). Devido a esta condição, também não são permitidas rotações em torno dos eixos laterais (*x* e *y*). Esta situação é perfeitamente ilustrada pela Fig. 3.16. Ao aplicar uma restrição primitiva do tipo dobradiça e outra de alinhamento consegue-se perfeitamente caracterizar uma junta planar. As restrições impostas podem ser representadas pelas expressões abaixo.

$$z_i \cdot x_j = 0, \quad z_i \cdot y_j = 0, \quad C_{ij} \cdot z_j = 0 \quad (3.28)$$

As expressões mostradas pela Eq. 3.28 denotam as 3 restrições impostas, 1 translação e 2 rotações.

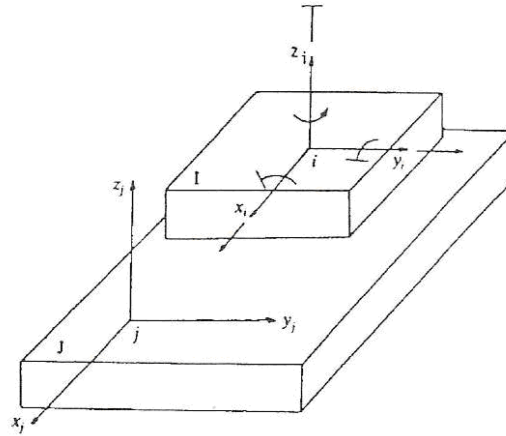


Figura 3.16 - Representação gráfica de uma Junta Planar. (Fonte: Rahnejat,1998)

3.3. Dinâmica dos Corpos Rígidos

O estudo da dinâmica dos corpos rígidos consiste em estabelecer as relações entre as forças e momentos aplicados a um determinado corpo e o movimento resultante, descrito em termos da aceleração do centro de massa e da aceleração angular do corpo. Estas relações são determinadas por equações diferenciais de 2ª ordem denominadas equações de Newton Euler. Estas equações são designadas pelas seguintes expressões (Beer, 1991):

$$\sum \vec{F} = M\vec{a}_G \quad (3.29)$$

$$\sum \vec{M}_G = \dot{\vec{H}}_G \quad (3.30)$$

As equações (3.29) e (3.30) estabelecem a equivalência entre o conjunto de esforços, compreendendo forças e momentos externos aplicadas ao sistema e os esforços efetivos aplicados ao centro de massa do corpo rígido. Esta equivalência entre esforços externos e efetivos é mostrada na Fig. 3.17.

Para o cálculo da derivada temporal da quantidade de movimento angular $\dot{\vec{H}}_G$ da Eq. (3.30) deve ser considerado o sistema de referência auxiliar $G_{x_1y_1z_1}$ fixo ao corpo rígido e com mesma velocidade angular deste corpo mostrado na Fig. 3.17. Em relação a este referencial os momentos de inércia e produtos de inércia do corpo rígido são invariantes com o tempo.

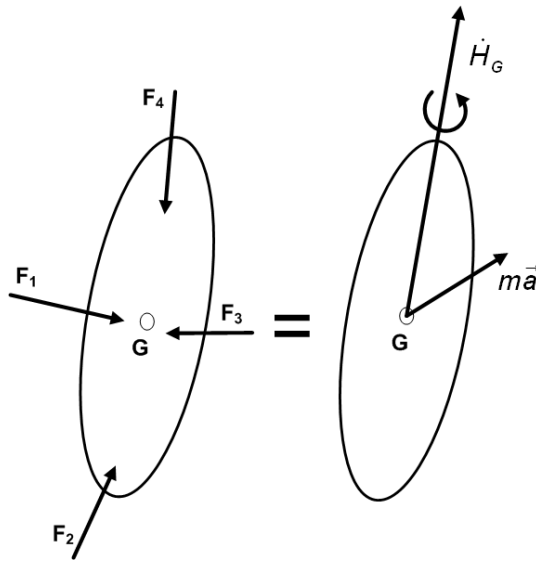


Figura 3.17 – Equivalência entre esforços externos e efetivos em um corpo rígido.

Assim a quantidade de movimento angular neste referencial auxiliar pode ser expressa por:

$$\vec{H}_G = [I_{Gx_1y_1z_1}] \vec{\omega} \quad (3.31)$$

Sendo $\vec{\omega} = [\omega_{x_1} \omega_{y_1} \omega_{z_1}]^T$ o vetor velocidade angular e $[I_{Gx_1y_1z_1}]$ o tensor de inércia expressos no sistema auxiliar $G_{x_1y_1z_1}$. Derivando a Eq. (3.31) em relação ao tempo obtém-se então a seguinte expressão para a derivada temporal da quantidade de movimento angular no sistema de referência $G_{x_1y_1z_1}$:

$$(\dot{\vec{H}}_G)_{G_{x_1y_1z_1}} = [I_{G_{x_1y_1z_1}}] \vec{\alpha} \quad (3.32)$$

Para calcular a derivada temporal de $\vec{H}_G$ em relação ao sistema de referência baricêntrico $G_{x'y'z'}$ recorre-se a seguinte equação do movimento relativo espacial para eixo de referência em rotação, adaptada a esta situação:

$$(\dot{\vec{H}}_G)_{G_{x'y'z'}} = (\dot{\vec{H}}_G)_{G_{x_1y_1z_1}} + \vec{\omega} \times \vec{H}_G \quad (3.33)$$

Substituindo a Eq. (3.32) na Eq. (3.33) obtém-se a seguinte expressão para $\dot{\vec{H}}_G$ em relação ao sistema de referência baricêntrico:

$$(\dot{\vec{H}}_G)_{Gx'y'z'} = [I_{Gx_1y_1z_1}] \vec{\alpha} + \vec{\omega} \times \vec{H}_G \quad (3.34)$$

Desta forma a Equação (3.29) pode ser reescrita como:

$$\sum \vec{M}_G = [I_{Gx_1y_1z_1}] \vec{\alpha} + \vec{\omega} \times \vec{H}_G \quad (3.35)$$

Se o sistema de referência auxiliar $G_{x_1y_1z_1}$ for escolhido de forma que seus eixos coincidam com os eixos principais de inércia do corpo rígido, após algumas manipulações algébricas a Eq. (3.34) resulta em:

$$\begin{aligned} \sum \vec{M}_G = & [I_{x_1} \alpha_{x_1} - (I_{y_1} - I_{z_1}) \omega_{y_1} \omega_{z_1}] \vec{i} + [I_{y_1} \alpha_{y_1} - (I_{z_1} - I_{x_1}) \omega_{z_1} \omega_{x_1}] \vec{j} \\ & + [I_{z_1} \alpha_{z_1} - (I_{x_1} - I_{y_1}) \omega_{x_1} \omega_{y_1}] \vec{k} \end{aligned} \quad (3.36)$$

A partir da Eq. (3.33) são obtidas as seguintes equações escalares:

$$(\sum M_G)_{x_1} = I_{x_1} \alpha_{x_1} - (I_{y_1} - I_{z_1}) \omega_{y_1} \omega_{z_1} \quad (3.37.a)$$

$$(\sum M_G)_{y_1} = I_{y_1} \alpha_{y_1} - (I_{z_1} - I_{x_1}) \omega_{z_1} \omega_{x_1} \quad (3.37.b)$$

$$(\sum M_G)_{z_1} = I_{z_1} \alpha_{z_1} - (I_{x_1} - I_{y_1}) \omega_{x_1} \omega_{y_1} \quad (3.37.c)$$

As equações acima são as denominadas equações de Euler do movimento do corpo rígido.

Da mesma forma que a Eq. (3.36) deu origem a três equações escalares, reescrevendo a equação Eq. (3.29) em termos de suas componentes escalares, obtêm-se:

$$\sum F_x = M(a_G)_x \quad (3.38.a)$$

$$\sum F_y = M(a_G)_y \quad (3.38.b)$$

$$\sum F_z = M(a_G)_z \quad (3.38.c)$$

Integrando os conjuntos de Eqs. (3.37) e (3.38) obtêm-se a posição e velocidade do centro de massa e a velocidade angular e posição angular do corpo rígido. A partir destas grandezas e as relações cinemáticas mostradas no item 3.1 deste capítulo é possível determinar a posição, velocidade e aceleração de um outro ponto qualquer do corpo rígido.

Uma outra forma possível para obtenção do sistema de equações de movimento para um sistema mutlicorpos é o uso do Método de Lagrange. Este método consiste basicamente em determinar as equações de movimento por meio de equações escalares que designam as quantidades de energia cinética e potencial de um sistema multicorpos. Estas quantidades de energia são determinadas em função de coordenadas generalizadas. Tais coordenadas são correspondentes ao número de graus de liberdade do sistema e podem designar deslocamentos lineares ou angulares. Uma analogia entre esta metodologia e o método empregando as equações de Newton Euler, é que existem situações onde não é possível explicitar as forças agindo no sistema devido a sua complexidade, porém com o uso de coordenadas generalizadas adequadas é possível obter expressões para a energia cinética e potencial. Maiores detalhes a respeito da teoria e aplicação do Método de Lagrange à sistema mutlicorpos podem ser encontrados na bibliografia (Maia, 2000).

3.4. Metodologia de Solução das Equações de Movimento de Sistemas Multicorpos

Após a definição das equações do movimento para um sistema multicorpos, via equações de Lagrange ou Equações de Newton Euler, o passo seguinte é a solução destas equações. Resolver estas equações analiticamente consiste em determinar via integração uma função $y(x)$ qualquer, tal que esta função e suas derivadas verificam ou satisfazem a equação diferencial. De uma forma geral uma equação diferencial apresenta dois tipos de solução: uma geral que possui n constantes $c_1, c_2, \dots, c_n$ sendo n a ordem da equação diferencial e uma solução particular obtida a partir da solução geral quando são calculadas as constantes através de condições iniciais fornecidas no problema em questão. Este último tipo de solução caracteriza os chamados problemas de valor inicial sendo o número de condições necessária para solução do problema igual à ordem da equação diferencial, dada pela derivada de maior ordem que figura na equação. Entretanto para sistemas mutlicorpos complexos a solução analítica ou mesmo a obtenção das equações diferenciais demanda um grande esforço. Nestes casos a utilização de softwares de modelagem multicorpos que incorporam algoritmos dos métodos numéricos de solução de equações diferenciais torna o processo de análise dinâmica mais rápido e eficiente.

Detalhes a respeito dos métodos numéricos utilizados pelo ADAMS[®], que foi o software de análise multicorpos empregado neste trabalho podem ser encontrados na literatura (Blundell; Harty, 2004).

CAPÍTULO IV

Modelagem Computacional

4.1. Aspectos Gerais da Modelagem Multicorpos

Atualmente a capacidade de processamento dos computadores e o alto nível de desenvolvimento das ferramentas computacionais para modelagem e simulação de sistemas mecânicos, possibilitam a criação de verdadeiros protótipos virtuais. Na indústria automobilística projetistas e engenheiros tem a sua disposição uma enorme variedade de softwares comerciais que possibilitam a elaboração de modelos computacionais com alto grau de sofisticação e riqueza de detalhes para simulação de veículos completos ou seus subsistemas em diversas condições de operação. Neste segmento o software para modelagem, análise e simulação de sistemas multicorpos ADAMS[®] (Automatic Dynamic Analysis for MultiBody System) é uma das ferramentas computacionais mais versáteis e eficientes empregadas no estudo do comportamento de dinâmicos de veículos. O programa é constituído por módulos independentes que possibilitam que subsistemas como pneus, motorista, conjunto propulsor, flexibilidade de componentes e sistemas de controle sejam incorporados ao modelo global de veículo.

A metodologia para elaboração de um modelo matemático/computacional de um sistema mecânico qualquer utilizando os recursos disponíveis no ADAMS[®] segue em linhas gerais as etapas descritas a seguir.

4.1.1. Partes do Modelo

A etapa inicial na criação de um modelo compreende a criação da geometria das partes e adição de suas propriedades de massa e inércia.

Uma parte pode ser criada utilizando as ferramentas de modelagem de geometria do programa ou os recursos de importação de geometria definidas em programas de CAD. Com as ferramentas de modelagem do programa é possível a modelagem de partes com geometrias simples. Para isto o programa apresenta entre seus recursos para modelagem ferramentas para a construção de objetos primitivos como pontos, polylines, arcos/círculos e splines, ou ainda sólidos como prismas retangulares, esferas, cilindros, troncos de cone,

barras, placas, toroides e sólidos de revolução. É possível também dentro deste módulo de ferramentas de modelagem refinar a geometria de uma parte através da adição de chanfros, raios de arredondamento, furos e a realização de operações booleanas em sólidos. Porém a criação de partes com geometrias complexas é mais prática e eficiente quando estas são definidas em programas de CAD e incorporadas ao modelo através dos recursos de importação de geometria do programa. Estes recursos permitem a importação de arquivos de CAD nos formatos IGES, Render, STEP, Stereolithography e Parasolid.

O software ADAMS® permite a modelagem de três tipos distintos de partes:

- **Corpos Rígidos** – são as partes mais comuns em um modelo. A principal característica deste tipo de parte é que a distância entre dois de seus pontos quaisquer é sempre constante, ou seja, estas partes não sofrem deformações. Braços de controle de um sistema de suspensão e cubos de roda são exemplos típicos de componentes que podem ser modelados como corpos rígidos. Este tipo de parte no modelo ainda apresenta as propriedades de massa e inércia, que são definidas em função da geometria da parte e do tipo de material.
- **Corpos Flexíveis** – são corpos que possuem alguma característica flexível e sofrem deformações significativas que afetam o comportamento de um determinado sistema dinâmico. As características de flexibilidade do corpo podem ser pré-determinadas através dos métodos dos elementos finitos (Leal, 2001). O chassi de um veículo é um exemplo de uma parte de um sistema dinâmico que pode ser definido desta forma.
- **Massa Pontual** – são partes que possuem massa, mas não possuem propriedades de inércia e velocidade angular. Este tipo de parte é utilizado quando os efeitos rotacionais não são importantes, como por exemplo, o estudo cinemático de um corpo em movimento retilíneo ou em movimento circular.

Outro procedimento na criação das partes de um modelo é a definição de uma parte específica conhecida como “*ground part*”. Esta parte não possui propriedades de massa e inércia, velocidade inicial e não adiciona graus de liberdade ao modelo. Qualquer parte definida como ground permanece sempre estacionária e atua como um sistema de coordenadas global que define a origem global do modelo e seus eixos cartesianos no espaço. A ground part também atua como um referencial inercial em relação ao qual são calculadas todas as velocidades e acelerações de uma parte qualquer do modelo.

Ainda no processo de definição da geometria das partes de um modelo é importante a definição de pontos para localizar seus centros de massa, pontos de referência para o posicionamento de juntas e pontos de ancoragem de molas e amortecedores. Estes pontos

são chamados markers. Quando uma parte é criada são definidos automaticamente o marker que define o seu centro de massa e outros que caracterizam a geometria da parte.

A definição das partes é finalizada com o cálculo de suas propriedades de massa e inércia, que consistem na massa da parte, seus momentos principais de inércia, a posição do centro de massa e a orientação dos eixos principais de inércia. A partir do momento que uma parte é criada, automaticamente estas propriedades são calculadas em função do volume e da densidade do material da parte.

4.1.2. Restrições e Movimentos em Sistema Multicorpos

Após a definição das partes móveis de um sistema multicorpos é definido como estas partes se movem através da adição de restrições cinemáticas. Estas restrições determinam como é feita a conexão entre cada corpo rígido e como é o movimento relativo entre eles. A implementação destas restrições no software é feita por meio de juntas que não possuem massa e são infinitamente rígidas. Os tipos de juntas disponibilizadas no ADAMS® são:

- Juntas primitivas – podem restringir um, dois ou três graus de liberdade de translação ou rotação. São definidas por equações matemáticas e podem ser combinadas dando origem a juntas complexas. Este tipo de restrição é geralmente utilizado para reforçar uma restrição de natureza geométrica, não sendo permitido a aplicação de movimentos. A Tabela 4.1 apresenta os diferentes tipos de juntas primitivas disponíveis no programa e seus respectivos graus de liberdade restritos.

Tabela 4.1 – Juntas Primitivas disponíveis no software para análise multicorpos ADAMS®.

Junta Primitiva	Descrição	Graus de Liberdade Restritos
Em Linha	Uma parte só pode se mover em uma linha reta definida em uma segunda parte.	2 g.d.l de translação
Em Plano	Uma parte só pode se mover em um plano definido em uma segunda parte.	1 g.d.l de translação 2 g.d.l de rotação
Orientação	Não permite a rotação do sistema de coordenadas de uma parte em relação ao sistema de coordenadas de uma segunda parte	3 g.d.l de rotação
Eixos Paralelos	O eixo z do sistema de coordenadas de uma parte deve permanecer paralelo ao eixo z do sistema de coordenadas de uma segunda parte.	2 g.d.l de rotação
Perpendicular	O sistema de coordenadas de uma parte deve permanecer perpendicular ao eixo z do sistema de coordenadas de uma segunda parte.	1 g.d.l de rotação

- Juntas Ideais – são juntas encontradas nos mais diversos tipos de mecanismos e podem ser definidas matematicamente em função de uma ou mais restrições primitivas. Este tipo de junta estabelece o movimento relativo entre dois corpos rígidos através da conexão entre eles. É possível para este tipo de junta a aplicação de movimentos entre os dois corpos conectados por elas ou a inserção de condições iniciais de movimento como deslocamentos, velocidade ou aceleração. Estão disponíveis no ADAMS® as seguintes juntas: junta de velocidade constante, cilíndrica, fixa, hooke, planar, pinhão e cremalheira, revolução, parafuso, esférica, de translação e universal. A caracterização de cada uma destas juntas é feita em função dos graus de liberdade que restringem. A Tabela 4.2 apresenta os diferentes tipos de juntas ideais e seus graus de liberdade restritos.

Tabela 4.2 – Juntas Primitivas disponíveis no software para análise multicorpos ADAMS®.

Junta	Restrições de Translação	Restrições de Rotação	Total de g.d.l restritos
Velocidade Constante	3	1	4
Cilíndrica	2	2	4
Fixa	3	3	6
Hooke	3	1	4
Planar	1	2	3
Pinhão e Cremalheira	2.5	2.5	5
Revolução	3	2	5
Parafuso	2.5	2.5	5
Esférica	3	0	3
Translação	2	3	5
Universal	3	1	4

- Restrições de curva – restringe um ponto definido em um corpo rígido a se mover em uma trajetória curva definida em outro corpo rígido. É possível também a definição de movimento entre curvas definidas em dois corpos rígidos distintos. Um bom exemplo de aplicação deste tipo de restrição é o projeto de mecanismos do tipo came – seguidor.
- Geradores de movimento – especificam movimentos de translação e rotação em juntas de translação, rotação ou cilíndrica, através de funções no tempo.

4.1.3. Elementos de Força

Durante o processo de modelagem de um sistema multicorpos, o usuário do programa pode ter que definir basicamente duas classes de forças distintas. Uma destas classes compreende as forças internas do sistema relacionadas com os efeitos de complacência entre dois corpos. Pertencem a esta categoria de força aquelas que atuam em elementos como molas, amortecedores, buchas da suspensão, pneus e barras de torção. Tais forças também são conhecidas por forças de ação e reação por estarem de acordo com a 3ª Lei de Newton. A outra classe de forças presentes em um sistema multicorpos engloba as forças externas que atuam no sistema. A intensidade e direção destas forças podem ser definidas através de funções matemáticas que envolvem o tempo e/ou características físicas do modelo. Nesta classe estão incluídas as forças gravitacionais, forças aerodinâmicas, forças de contato e qualquer outra força aplicada ao modelo.

4.2. Modelo Computacional do Protótipo

Com a finalidade de representar com maior fidelidade possível o protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo projetado, tanto em sua configuração SLA como na configuração Double Wishbones, foram elaborados dois modelos computacionais utilizando ferramentas de CAD e CAE.

4.2.1. Criação da Geometria dos Corpos Rígidos do Modelo

A primeira etapa na criação dos modelos foi a construção da geometria dos corpos rígidos que constituem o protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo em escala equipado com suspensão duplo triângulo. O desenho tridimensional de cada corpo rígido do sistema foi gerado em ambiente CAD utilizando-se o software Solid Edge V12[®]. A partir destes desenhos tridimensionais também foram gerados os desenhos para a fabricação de cada componente. Nesta etapa também foram elaborados desenhos tridimensionais de cada componente da bancada automotiva. O próximo passo foi obter dois desenhos de conjunto no qual todos os componentes individuais foram integrados para gerar o protótipo nas configurações SLA e na configuração Double Wishbones montado na bancada.

Feita toda a modelagem da geometria do protótipo em ambiente CAD, esta geometria foi exportada para um ambiente CAE, mais precisamente para o programa para análise de multicorpos ADAMS[®]. O processo de transferência da geometria foi realizado através da geração no CAD de um arquivo tipo IGES (Initial Graphics Exchange) para cada corpo rígido do sistema, onde foram mantidas suas posições e orientações em relação ao referencial

global do desenho. Os arquivos IGES foram então lidos pelo ADAMS® e as partes representando os corpos rígidos constituintes do modelo foram reconstruídas em formato “wireframe”. A parte que representa a bancada foi definida como “ground”.

Neste processo de importação do CAD e criação no CAE das partes do modelo foram gerados automaticamente os markers que definem a posição do centro de massa de cada parte. Posteriormente outros markers, definidos pelo usuário, foram criados como pontos de referência para posicionamento das juntas. O modelo com suas partes e markers pode ser observado na Fig. 4.1.

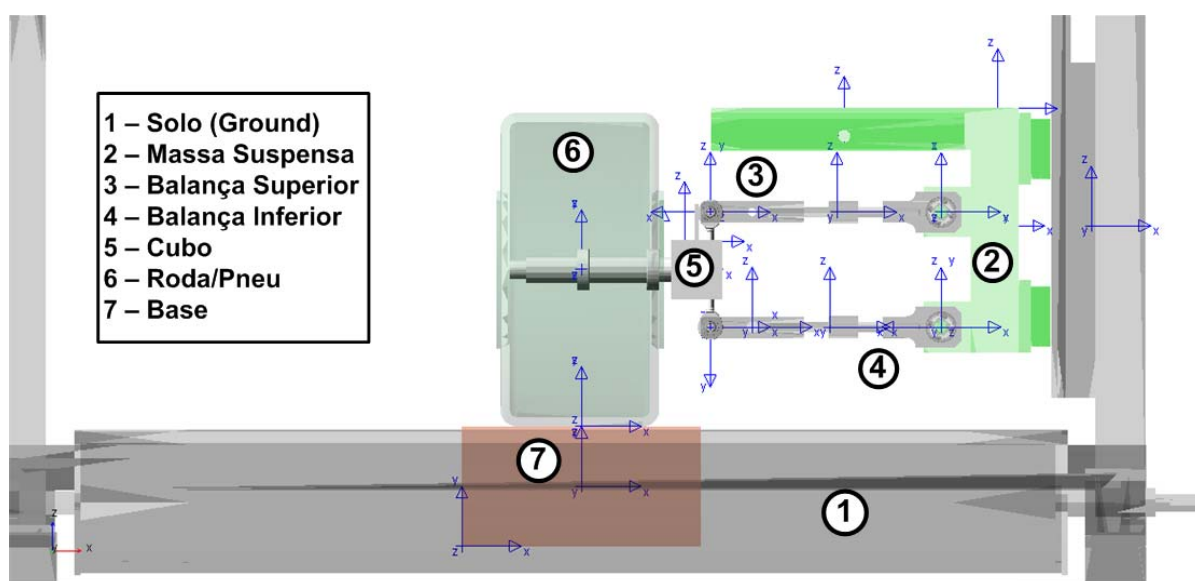


Figura 4.1 – Geometria do Modelo no ADAMS.

Na Fig. 4.1 pode ser observada uma parte denominada base posicionada abaixo do pneu. Esta parte foi criada como requisito para a modelagem da pista. Mais detalhes a seu respeito são apresentados adiante na seção 4.2.6.

4.2.2. Determinação das Propriedades de Massa e Inércia

Ainda no CAD foram calculadas para um mesmo referencial as propriedades de massa e inércia de cada um dos corpos rígidos que definem o sistema. Cada parte foi isolada do restante do sistema, mantendo sua posição e orientação em relação ao referencial global do desenho. O cálculo das propriedades de massa e inércia foi feito automaticamente pelo programa CAD, sendo fornecido como parâmetro de entrada apenas o valor da densidade do material do componente. Os valores de densidade dos materiais utilizados no protótipo foram obtidos da literatura (referência) e podem ser vistos na Tab. 4.3.

Tabela 4.3 – Valores de densidades usados no cálculo das propriedades de massa e inércia.

Material	Densidade [g/cm ³]
Aço	7,85
Ferro Fundido Cinzento	7,15
Alumínio	2,70

Para alguns componentes como os patins, rótulas e o pneu cheio, constituídos de materiais cujo valor da densidade não foi encontrado na literatura ou catálogo do componente, o cálculo foi feito utilizando – se um valor de densidade ajustado no software, de forma que sejam coincidentes o valor da massa no CAD com o valor desta massa medido experimentalmente.

Os resultados foram armazenados em um arquivo tipo texto. A figura 4.2 mostra um exemplo de um arquivo texto contendo as propriedades físicas calculadas para um componente.

```

massa_suspensa - Bloco de notas
Arquivo  Editar  Formatar  Exibir  Ajuda
Physical Properties Report

Volume= 2302709,67 mm^3
Mass= 16,086 kg

with respect to the Global Coordinate system.

Center of Mass:
X= -88,73 mm
Y= 415,02 mm
Z= 953,18 mm

Center of volume:
X= -86,26 mm
Y= 415,03 mm
Z= 952,36 mm

Mass Moments of Inertia:
Ixx= 17505338,44 kg-mm^2
Iyy= 14836693,16 kg-mm^2
Izz= 2979844,89 kg-mm^2

Ixy= -592166,83 kg-mm^2
Ixz= -1372348,68 kg-mm^2
Iyz= 6363135,77 kg-mm^2

Principal Axes Orientation:
X= 0,96      0,00      0,28
Y= 0,00      1,00      0,01
Z= -0,28     -0,01     0,96

with respect to the Principal Axes

Principle Moments of Inertia:
I1= 123611,87 kg-mm^2
I2= 95424,18 kg-mm^2
I3= 79164,87 kg-mm^2

Radii of Gyration :
Rx= 87,66 mm
Ry= 77,02 mm
Rz= 70,15 mm

```

Figura 4.2 – Exemplo de arquivo texto com as propriedades físicas calculadas para um componente.

4.2.3. Inserção das Propriedades de Massa e Inércia no Modelo

Uma vez que todas as partes do sistema foram importadas para o ambiente CAE, o próximo passo foi atribuir as informações de massa e inércia contidas nos arquivos de texto aos componentes do sistema. No ADAMS isto foi feito selecionando cada parte do modelo e utilizando a opção “propriedades de massa e inércia definidas pelo usuário”.

4.2.4. Adição das Restrições Cinemáticas Entre as Partes do Modelo

Estando definidas as geometrias dos componentes e suas respectivas propriedades de massa e inércia, o procedimento seguinte na modelagem foi estabelecer as conexões entre os corpos rígidos que constituem o sistema. No modelo do protótipo de suspensão foram utilizadas 4 juntas de revolução, 2 juntas de translação, 1 junta fixa e 1 gerador de movimento de translação, resultando em 2 graus de liberdade para o sistema completo. A localização destas juntas no modelo pode ser observada na Fig. 4.3.

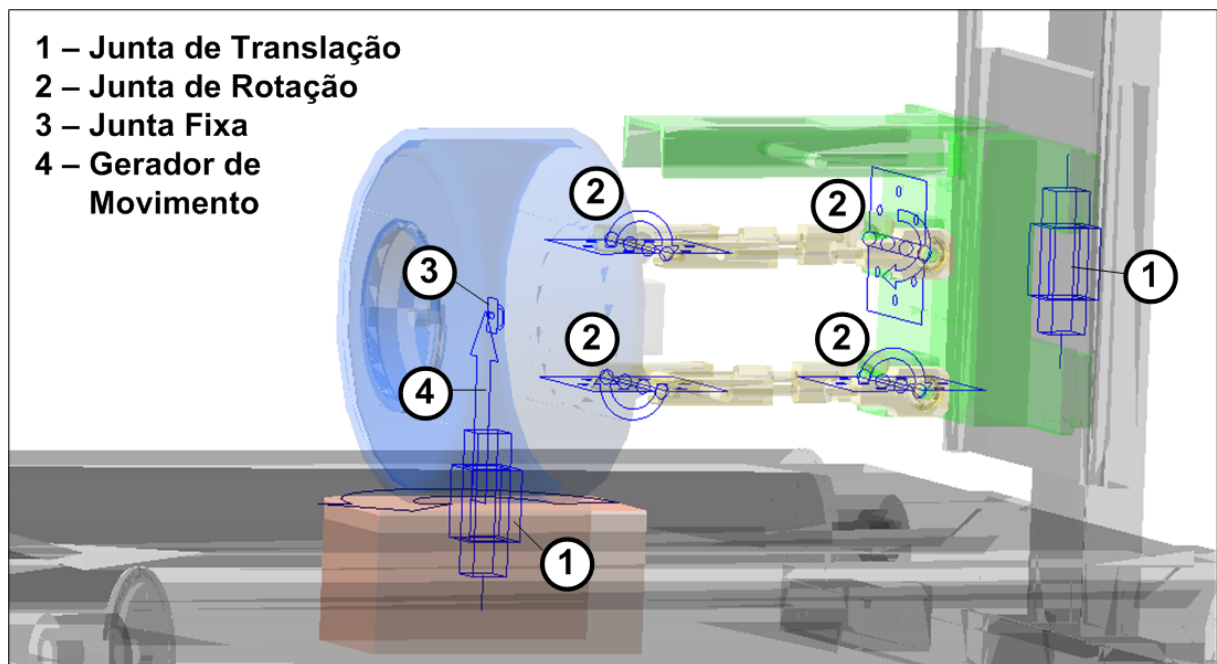


Figura 4.3 – Restrições cinemáticas introduzidas no modelo.

4.2.5. Modelagem dos Elementos de Força

A modelagem dos elementos de força do modelo compreende a caracterização da mola da suspensão, amortecedor e pneu.

- Mola da Suspensão

A modelagem da mola utilizada no protótipo no ADAMS® foi feita de acordo com os resultados experimentais realizados para o levantamento da curva de força em função da deflexão da mola. Os resultados destes ensaios, mostrados mais adiante no capítulo 7, indicaram um comportamento linear para a mola. Desta forma, a modelagem deste elemento foi feita através da inserção de sua constante de rigidez medida experimentalmente e a localização dos pontos de posicionamento de suas extremidades. Sendo assim, a força F_s da mola é calculada pela equação (4.1):

$$F_s = K(DM(I,J) - L) \quad (4.1)$$

sendo K a constante de rigidez da mola, L o comprimento livre da mola não deformada e DM(I,J) posição relativa entre as extremidades I e J da mola.

- Amortecedor

A representação do amortecedor utilizado no modelo computacional é realizada fornecendo como parâmetro de entrada seu coeficiente de amortecimento c. A força de amortecimento F_D é calcula pela equação (4.2):

$$F_D = -c \cdot V(I,J) \quad (4.2)$$

sendo VR(I,J) a velocidade relativa entre os pontos I e J de ancoragem do amortecedor.

Uma vez que a máquina de ensaios MTS não possibilitou uma condição de ensaio adequada para o levantamento da curva característica do amortecedor, ou seja, força em função da velocidade, foi utilizado um valor para constante de amortecimento obtido da experimentalmente segundo a metodologia encontrada na literatura por (Den Hartog, 1956). Posteriormente com a realização dos ensaios experimentais e ajuste do modelo este valor foi corrigido.

- Pneu

O pneu foi modelado de acordo com a metodologia proposta por Blundell (2004), segundo a qual o pneu trabalha como uma mola de comprimento livre igual ao seu raio não deformado, posicionada entre o seu centro e o ponto de contato com a pista. Desta forma o pneu é modelado trabalhando apenas como uma rigidez radial, parâmetro este medido experimentalmente.

Desta forma a caracterização da rigidez radial do pneu foi realizada através da inserção no modelo de sua curva de força em função do deslocamento obtida experimentalmente. A Figura 4.4 mostra o modelo com seus elementos de força.

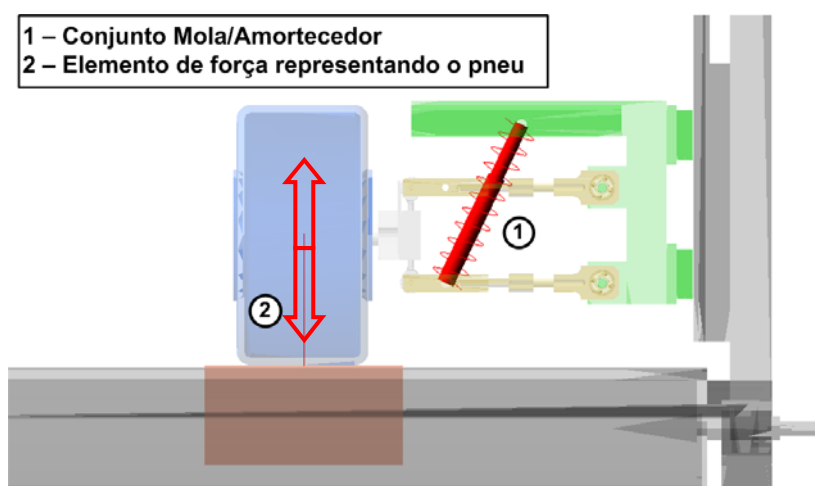


Figura 4.4 – Modelo computacional e seus elementos de força.

4.2.6. Modelagem da Pista

A pista foi modelada de acordo com o proposto por Blundell (2004). Para a execução dos ensaios experimentais o protótipo é excitado pela passagem sobre obstáculos a uma velocidade definida. As simulações foram realizadas mantendo-se a suspensão estacionária e o pneu apoiado sobre uma base. A esta base foi imposto um movimento de translação vertical de forma que em cada instante de tempo da simulação a sua superfície esteja a uma altura especificada de acordo com o perfil do obstáculo e a velocidade de passagem.

Nos ensaios experimentais para validação do modelo computacional foi utilizado um obstáculo com perfil semi senoidal. Porém devido ao fato do diâmetro do pneu ter um tamanho que não possibilite a penetração nos vales deste perfil semi senoidal, o obstáculo foi modelado de acordo com a trajetória dos pontos de contato pneu solo a cada instante de tempo t . Desta forma o obstáculo modelado no programa de simulação apresentou o aspecto mostrado na Fig. 4.5.

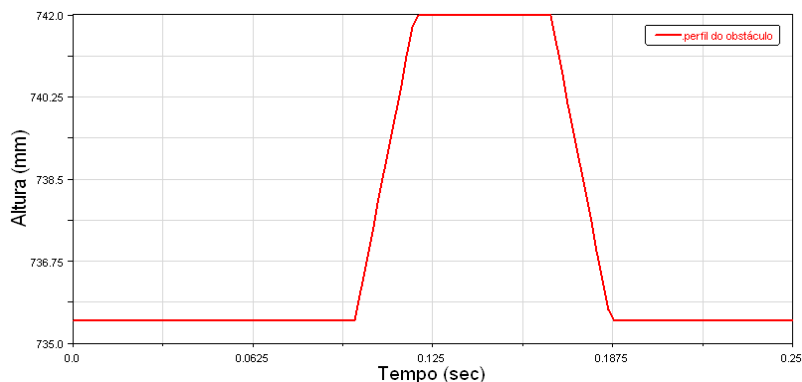


Figura 4.5 – Aspecto do obstáculo modelado no programa de simulação.

CAPÍTULO V

Bancada de Veículos e Projeto do Protótipo de $\frac{1}{4}$ de Veículo

5.1. Bancada de Veículos

Com o objetivo de realizar o estudo experimental do comportamento dinâmico de veículos utilizando protótipos em escala reduzida, o Laboratório de Sistemas Mecânicos da Universidade Federal de Uberlândia, através do projeto de pesquisa **FAPEMIG TEC 1423**, viabilizou o projeto e construção de uma bancada automotiva para laboratório. Inicialmente o projeto desta bancada foi concebido para realização de ensaios experimentais com protótipos em escala reduzida de um veículo completo. A Figura. 5.1 apresenta um desenho do projeto original da bancada.

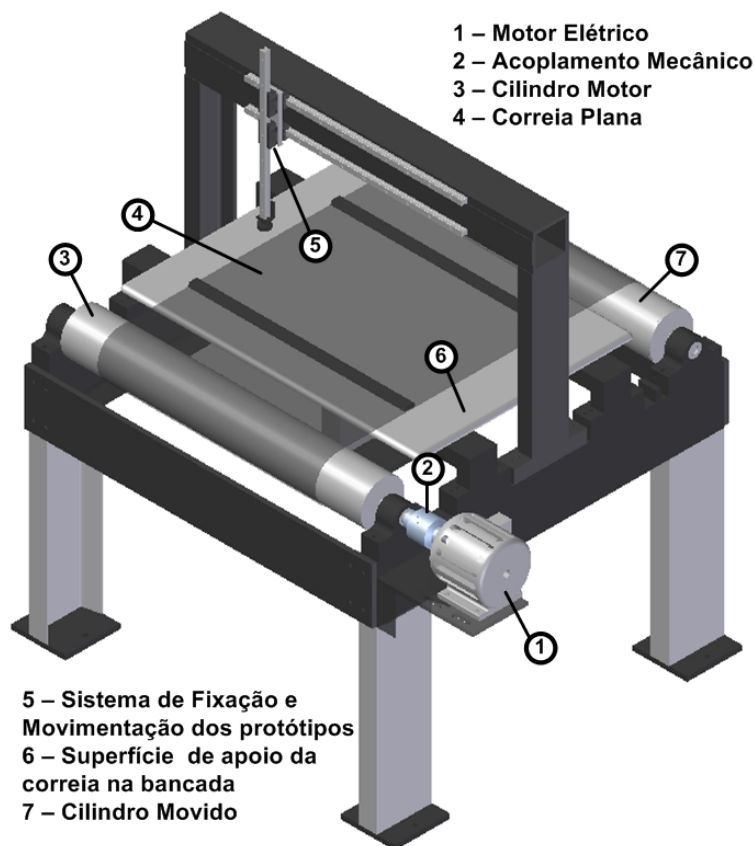


Figura 5.1 - Configuração original da bancada automotiva.

Nesta configuração original, a bancada era acionada por um motor elétrico de indução trifásico de 0,5 cv, tensão de 220 volts, corrente de 1,7 A e rotação máxima de 3380 rpm. A seleção e o ajuste da rotação de saída do eixo do motor era feita por um inversor de frequência Siemens Micro Master 65E3112-1CA40 ligado ao motor.

Uma vez selecionada a rotação, o movimento de saída do eixo do motor é transmitido diretamente ao eixo do cilindro motor montado sobre mancais de rolamento por meio de um acoplamento UNIFLEX modelo E-10. Este movimento de rotação do cilindro motor é transmitido ao cilindro movido através de uma correia plana de 2,80 mm de espessura, 800 mm de largura e comprimento total de 1974 mm. Esta correia além de transmitir o movimento ao cilindro movido também desempenha o papel de pista para o modelo testado na bancada. O modelo testado permanece estacionário e suas rodas adquirem movimento de rotação devido ao contato com a correia.

Uma estrutura formada por três guias lineares prismáticas STAR modelo TN-15 classe P, quatro patins STAR modelo TN-15 classe P, uma rótula esférica aço-bronze da SKF modelo GEH 15C e um suporte de aço para os patins, constituem o sistema que permite a fixação e os movimentos verticais e laterais dos modelos em escala de veículos completos a serem avaliados na bancada. A Figura. 5.2 mostra este sistema em detalhes.

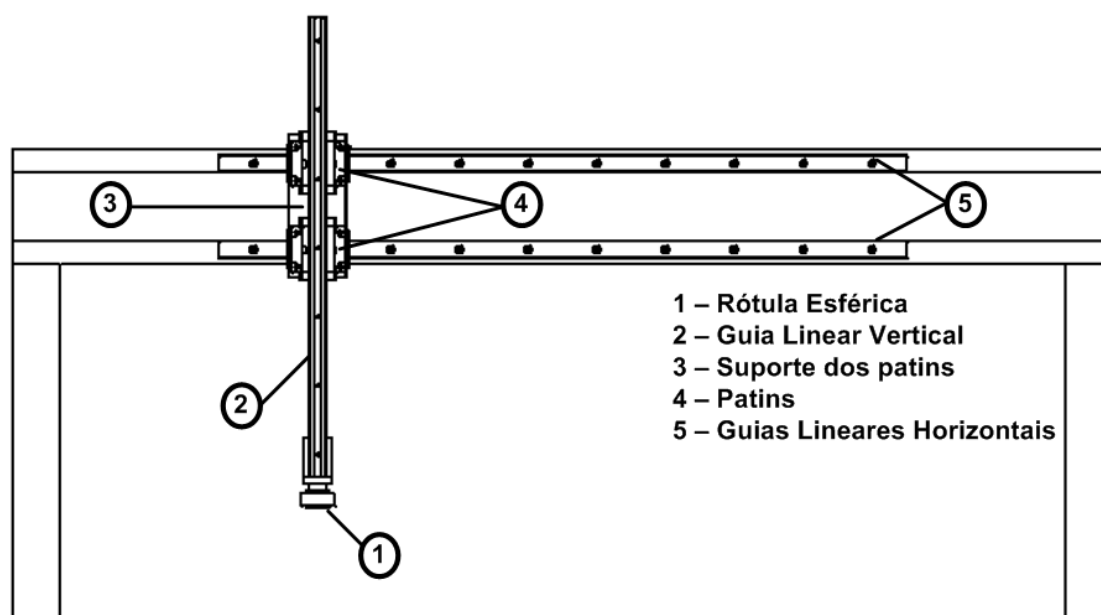


Figura 5.2 - Sistema de movimentação e fixação para ensaios com modelos de veículos completos.

Na estrutura mostrada na Fig. 5.2, uma das guias lineares é montada na posição vertical sobre dois patins, permitindo o movimento do modelo em escala nesta direção. Uma rótula esférica montada na extremidade da guia faz a união desta com o modelo utilizado. Os patins no qual esta guia linear vertical está montada estão por sua vez montados na

parte frontal de um suporte de aço em forma de placa. Na parte posterior estão montados dois outros patins que podem se movimentar horizontalmente sobre duas outras guias lineares montadas na posição horizontal. Esta guias por sua vez estão rigidamente fixadas à uma estrutura suporte tipo pórtico que constitui a bancada. A configuração de montagem destes elementos mecânicos permite a realização de ensaios experimentais com a finalidade de estudar o comportamento dinâmico na direção vertical, dinâmica longitudinal, rolamento e comportamento de handling.

Entretanto, com a idéia de se utilizar a bancada para este trabalho de mestrado envolvendo ensaios experimentais com um modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo, criou-se a necessidade de realizar algumas modificações no sistema de acionamento e no sistema de fixação do modelo a ser testado. Com relação ao sistema de acionamento, foi feita a troca do motor de 0,5 cv para um outro motor elétrico de indução trifásico de 2 cv, tensão de 380 volts, corrente de 3,2 A e rotação máxima de 3400 rpm. A maior carga vertical estática exercida, a maior resistência ao rolamento oferecida pelo protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo, a força de atrito entre a correia e sua superfície de apoio na bancada e as perdas de energia nos mancais dos cilindros motor e movido, foram às razões que levaram a esta mudança. A primeira solução testada foi fazer o acionamento tal como a configuração original, ou seja, o eixo de saída do novo motor foi acoplado diretamente por meio de um acoplamento mecânico ao eixo do cilindro motor. Para isto o acoplamento utilizado na configuração anterior teve a dimensão do furo onde se monta o eixo de saída do motor aumentada de 13 mm para 19 mm. Nesta configuração ainda não foi possível obter torque suficiente para o acionamento da bancada com o protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo montado.

Em função destas dificuldades, foi necessário utilizar um sistema de redução por polias. Uma polia de 60 mm de diâmetro foi montada no eixo de saída do motor, enquanto que no eixo do cilindro motor foi montada uma outra polia de 120 mm de diâmetro. Nesta nova configuração do sistema de acionamento, o movimento de saída do eixo do motor é então transmitido da polia menor para a polia maior por meio de uma correia trapezoidal. Desta forma conseguiu-se uma redução de 2:1 aumentando o torque disponível para acionar e manter a bancada funcionando com o protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo em diferentes velocidades. A Figura. 5.3 mostra a bancada nesta nova configuração.

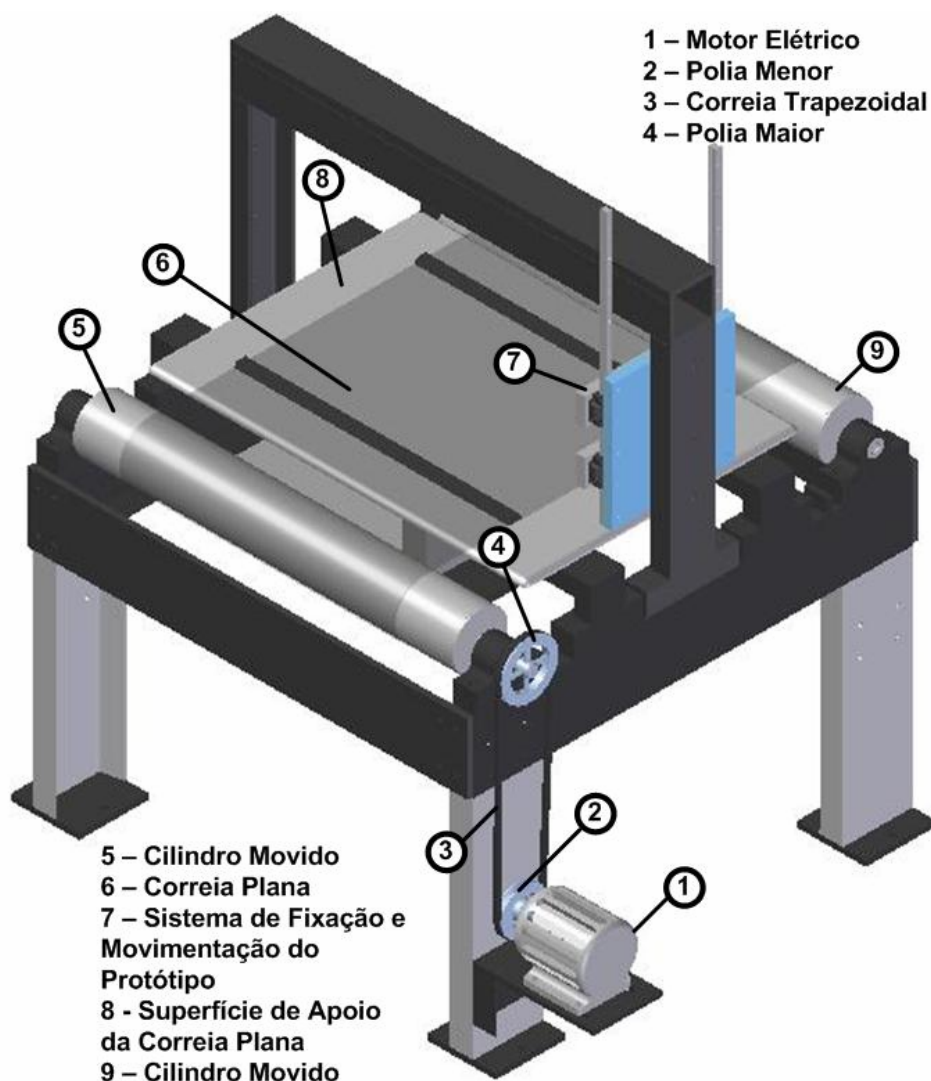


Figura 5.3- Bancada de veículos configurada para teste com modelos de $\frac{1}{4}$ de veículo.

Cabe citar que apesar da troca do motor elétrico não foi necessária a troca do inversor de frequência, uma vez que o modelo utilizado na configuração antiga do sistema de acionamento possui uma faixa de potência que ainda atende ao novo motor utilizado. Uma vez que a modificação no sistema de acionamento da bancada contempla os requisitos para funcionamento tanto para os testes com o protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo como para o modelo de veículo completo, optou-se por manter esta configuração como definitiva.

Também é possível observar na Fig. 5.3 uma outra modificação necessária, porém realizada somente para esta configuração de ensaios com modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo, que é uma nova montagem para o sistema de fixação e movimentação do modelo. A Figura 5.4 mostra em detalhes esta nova configuração de montagem das guias lineares e patins.

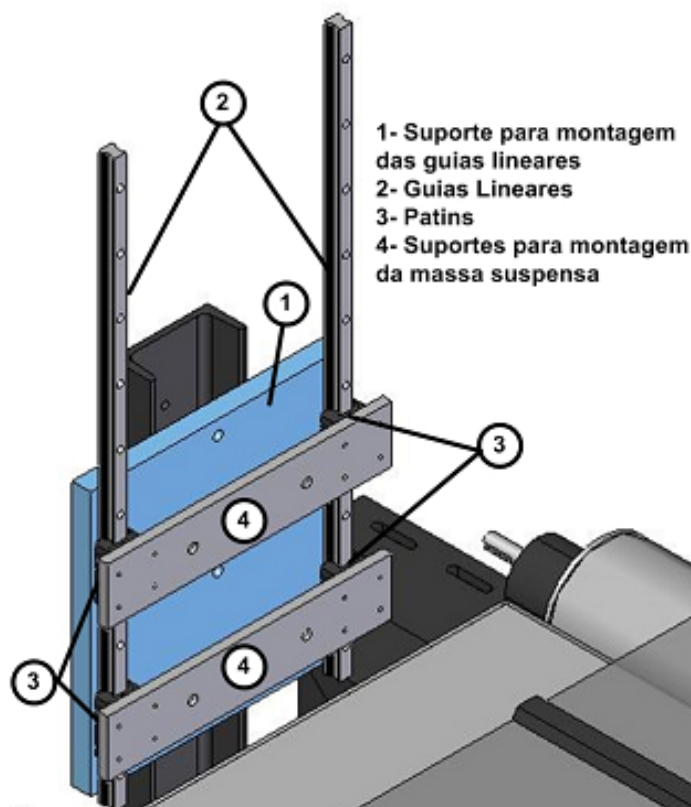


Figura 5.4 - Detalhe da montagem das guias lineares e patins para protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo.

Na figura acima pode ser identificado um novo suporte para montagem das guias lineares também em forma de chapa de aço montado em uma das colunas da estrutura de suporte da bancada. Neste suporte estão montadas duas guias lineares prismáticas, ambas na posição vertical. Por estas duas guias passam 4 patins, sendo estes montados aos pares. Os patins da cada par são unidos um ao outro através de um suporte metálico retangular. As faces livres destes suportes, ou seja, as faces onde não estão montados os patins, são as superfícies de apoio para a montagem do bloco metálico que integra a massa suspensa do modelo em escala de $\frac{1}{4}$ de veículo. A montagem do modelo é feita por meio de quatro parafusos que passam por quatro furos nestes suportes e se acoplam na parte posterior do bloco metálico. Nesta configuração de montagem das guias e patins os movimentos possíveis para o modelo em escala de $\frac{1}{4}$ de veículo são restritos apenas à direção vertical.

Tal como na configuração para experimentos com modelos de veículos completos, nesta configuração para $\frac{1}{4}$ de veículo o modelo permanece estacionário com o movimento de rotação do pneu surgindo em virtude do seu contato com a correia.

5.2. Protótipo de $\frac{1}{4}$ de Veículo

O primeiro passo no projeto do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo foi a escolha de qual sistema de suspensão seria utilizado. O critério de escolha adotado foi optar por aquele que, dentre os diversos sistemas de suspensão que equipam os veículos automotores, atendesse da melhor maneira possível o objetivo proposto no plano de trabalho desta dissertação de mestrado: “projetar um modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo equipado com um sistema de suspensão que possibilite o estudo de seu comportamento dinâmico vertical em diversas configurações geométricas”. Os ajustes pretendidos para a geometria do protótipo eram: ângulo de cambagem do conjunto roda/pneu, convergência e/ou divergência das rodas, ângulo de montagem do amortecedor, comprimentos e ângulos de montagem das balanças. Com este propósito em mente e após uma etapa de revisão bibliográfica onde foram estudadas detalhadamente as características dos principais sistemas de suspensão automotivas existentes, chegou-se a conclusão de que o sistema de suspensão do tipo duplo triângulo era o que melhor atendia aos requisitos necessários a este projeto.

5.2.1. Metodologia de Projeto do Protótipo de $\frac{1}{4}$ de Veículo

Tendo sido escolhido o sistema de suspensão duplo triângulo como base para o projeto da suspensão do protótipo, o próximo passo foi estabelecer um layout para o sistema e definir os mecanismos que permitissem, quando possível, a variação de um parâmetro geométrico ou físico do sistema de suspensão de forma independente em relação a outros parâmetros quaisquer, tornando o protótipo o mais versátil possível. Após a avaliação de algumas idéias foi escolhido um modelo conceito para o protótipo. A Figura 5.5 apresenta o croqui deste modelo.

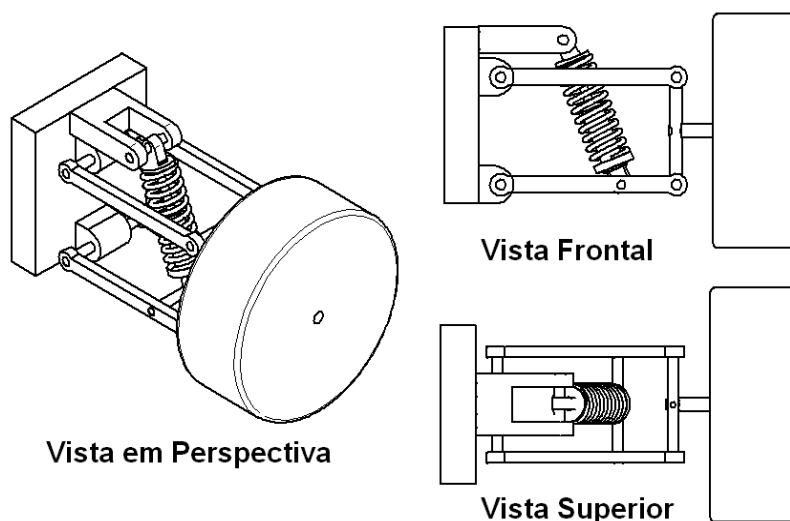


Figura 5.5 - Modelo conceito para o protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo.

Como pode ser visto na Fig. 5.5 a idéia geral do modelo é ter um bloco retangular de metal representando a massa suspensa de um veículo, ambas as balanças constituídas por dois braços de controle cada uma, cubo de roda, pneu/roda e conjunto mola/amortecedor integrado com pontos de ancoragem localizados na balança inferior e na massa suspensa. Dentro do contexto deste trabalho não foi implementado um sistema de direção para o protótipo, porém foram previstos dispositivos que permitissem a sua futura implementação.

Estabelecida esta idéia geral para o protótipo a etapa seguinte foi estabelecer as dimensões de alguns componentes mecânicos e fazer a seleção de elementos como rótulas esféricas, rolamentos, conjunto mola/amortecedor, pneu e roda.

Para o dimensionamento dos elementos a serem fabricados, o primeiro procedimento realizado foi obter informações a respeito do sistema de suspensão de um veículo real que utilizasse a configuração escolhida para estabelecer uma referência para o projeto. O veículo escolhido foi um Honda Accord ano 1998 equipado com suspensão traseira tipo duplo triângulo com quinta barra adicional. Esta suspensão pode ser vista na Fig. 5.6.

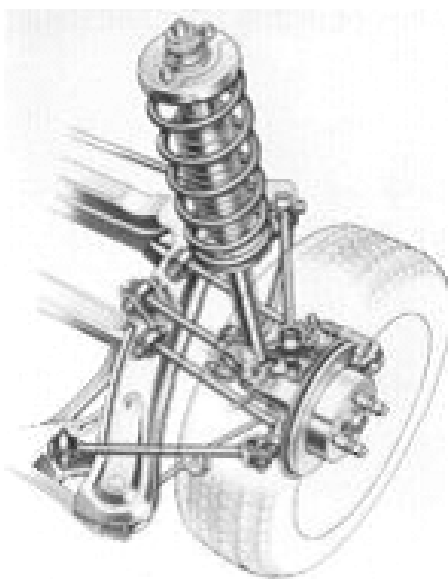


Figura 5.6 - Suspensão do veículo de referência.

Nesta suspensão a balança superior é constituída por um par de barras tubulares enquanto a balança inferior é constituída por apenas uma destas barras, porém de maior comprimento. Foram coletadas informações como dimensões dos braços de controle, dimensões do cubo, massa total do veículo, massa não suspensa e distância entre as rodas no eixo dianteiro. Informações como as dimensões dos braços de controle da suspensão foram medidas diretamente no veículo utilizando uma trena e um paquímetro. Os dados

referentes ao peso de alguns componentes do veículo completo foram obtidos do catálogo de peças do fabricante. Estas informações podem ser vistas na Tab. 5.1.

Tabela 5.1- Informações do veículo de referência

Componentes	Informações Obtidas
Braço de Controle – Balança Inferior	Comprimento: 326 mm Diâmetro: $\frac{3}{4}$ " Massa: 1,018 Kg
Braço de Controle – Balança Superior	Comprimento: 212 mm Diâmetro: $\frac{3}{4}$ " Massa: 0,93 Kg
Cubo	Altura 230 mm Massa: 7,9 Kg
Roda	Aro 15" Massa: 9,6 Kg
Pneu	Largura da Banda de Rodagem: 195 mm Diâmetro: 628 mm Massa: 6,74 Kg
Freio	Massa: 10,31 Kg
Veículo completo	Comprimento: 4815 mm Bitola Dianteira/Traseira: 1550 mm Altura: 1466 mm Massa: 1500 Kg
-	Distância Lateral entre os Braços de Controle Superior/ Inferior: 215 mm

A partir das informações da Tab. 5.1, o próximo passo foi definir um modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo para o veículo de referência segundo o conceito e a configuração escolhida para o protótipo mostrado na Fig. 5.5. A princípio toda massa suspensa de um $\frac{1}{4}$ de veículo foi considerada concentrada em um bloco retangular metálico. A determinação das dimensões das arestas deste bloco retangular foi feita utilizando a seguinte equação para o cálculo da massa de um prisma retangular:

$$M = d \times V = d \times a \times b \times c \quad (5.1)$$

Onde M designa a massa do bloco retangular, d a densidade do material, V o volume do bloco e a , b e c as dimensões de suas arestas. O cálculo da massa foi feito utilizando como arestas do bloco a medida da altura do carro, metade de seu comprimento longitudinal e metade da distância entre uma roda e outra na direção transversal (bitola). O material considerado para o cálculo foi o aço e um valor de densidade de 7850 Kg/m^3 (Van Vlack, 1970). Este valor de massa foi comparado com o valor da massa suspensa de $\frac{1}{4}$ do veículo real, calculado a partir das informações de massa dos componentes listadas na Tab. 5.1 dividindo-se a massa total do veículo por quatro e subtraindo o valor resultante do valor da massa não suspensa. Obviamente os valores não coincidiram, uma vez que o veículo de referência na realidade não tem a forma de um prisma retangular. A partir desta comparação os valores considerados para as dimensões das arestas do bloco retangular foram ajustados para que, considerando a densidade do aço, o resultado do cálculo da massa através da Eq. (5.1) coincidissem com o valor da massa suspensa real de $\frac{1}{4}$ de veículo. Já os comprimentos dos componentes da geometria de suspensão do modelo de referência de $\frac{1}{4}$ de veículo foram considerados aqueles medidos e listados na Tab. 5.1.

Uma vez estabelecido o conceito e as dimensões do modelo de referência o passo de projeto seguinte foi estabelecer um fator de escala que reproduzisse a geometria de suspensão e permitisse ao protótipo ocupar o maior volume possível no espaço disponível para sua montagem na bancada. O que determinou o fator de escala de redução para protótipo foi a escolha do pneu a ser utilizado por ele. Foi escolhido para equipar o protótipo um pneu de Kart, por ser este o pneu de menor tamanho que guarda uma semelhança funcional com o pneu de um veículo real. Assim a definição do fator de escala foi feita comparando a largura da banda de rodagem e o diâmetro do pneu escolhido com os mesmos parâmetros do pneu do modelo do veículo de referência. A comparação entre a largura da banda de rodagem forneceu um fator de escala 1,5 enquanto que para a relação entre os diâmetros foi obtido um fator de escala 2,5.

Em virtude do espaço disponível na bancada, o fator de escala 1,5 se mostrou mais adequado para ser aplicado na determinação das dimensões dos elementos da geometria do sistema, enquanto que o valor de 2,5 se verificou como melhor fator para ser utilizado na determinação da massa suspensa do protótipo. Desta forma, os comprimentos dos elementos da geometria de suspensão como altura do cubo, largura e comprimento das balanças inferior e superior, foram estabelecidos simplesmente dividindo os valores dos elementos da geometria do modelo do veículo de referência por 1,5. Entretanto os elementos da geometria de suspensão do protótipo em sua configuração final divergiram um pouco da escala adotada para sua determinação, em virtude de tais elementos terem incorporado ao seu projeto modificações para que atendessem a exigência de flexibilidade

permitindo alguns ajustes para modificar a geometria do sistema. Já a determinação da massa suspensa do protótipo foi feita dividindo-se os valores das dimensões das arestas do bloco retangular que representa a massa suspensa do modelo do veículo de referência pelo fator de escala 2,5. O resultado final foi um bloco retangular maciço com massa de aproximadamente 21,7 Kg. Porém na configuração final do protótipo esta massa não foi concentrada apenas neste bloco retangular, uma vez que elementos como os suportes para os braços de controle, suporte para montagem do amortecedor e suporte para montagem do protótipo na bancada também devem fazer parte da massa suspensa. Assim, de acordo com a geometria de suspensão do protótipo, estes elementos foram projetados e suas massas calculadas através de desenhos feitos em ambiente CAD. A massa total destes componentes foi então subtraída da massa de 21,7 Kg resultando em uma massa de 16,13 Kg para o bloco retangular. Considerando esta distribuição de massa entre os elementos agregados ao bloco retangular e ainda o fato da disponibilidade de blocos de ferro fundido ($d = 7150 \text{ Kg/m}^3$) para a fabricação do bloco retangular, ainda houve a necessidade de outro ajuste nas dimensões de suas arestas, levando a um bloco com massa de 10,26 Kg. Ao fim foi obtido um protótipo com uma massa suspensa de 16 Kg, considerando os parafusos e suportes para montagem dos demais componentes do protótipo. O desenho de todos os componentes que integram a massa suspensa do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo podem ser vistos na Fig. 5.7.

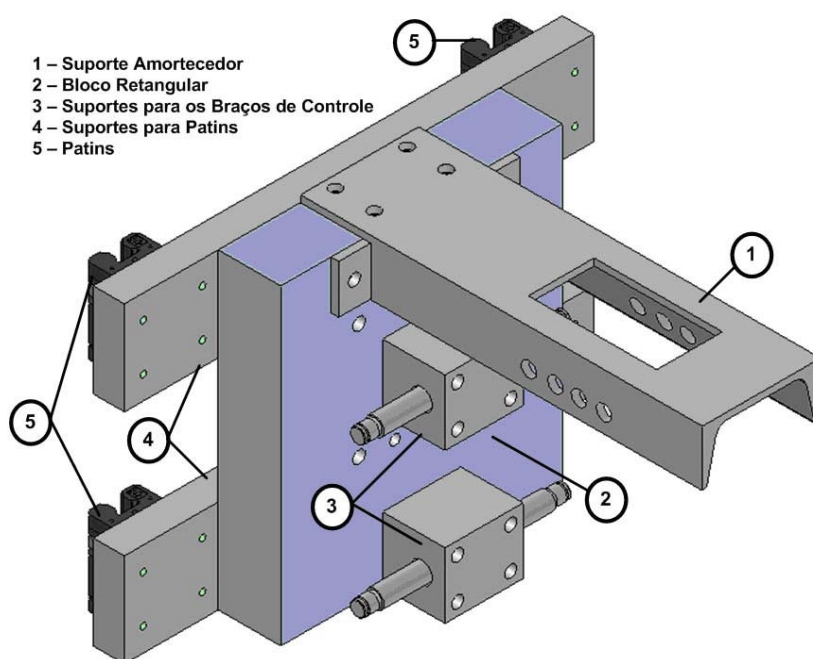


Figura 5.7 - Componentes da massa suspensa do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo.

As balanças da suspensão não foram projetadas como uma peça única tal como no veículo de referência. Cada balança foi projetada sendo constituída por 3 barras sendo dois braços de controle paralelos e uma barra perpendicular que faz união destes braços. A Figura 5.8 (a) mostra a balança superior e a Fig. 5.8 (b) a balança inferior.

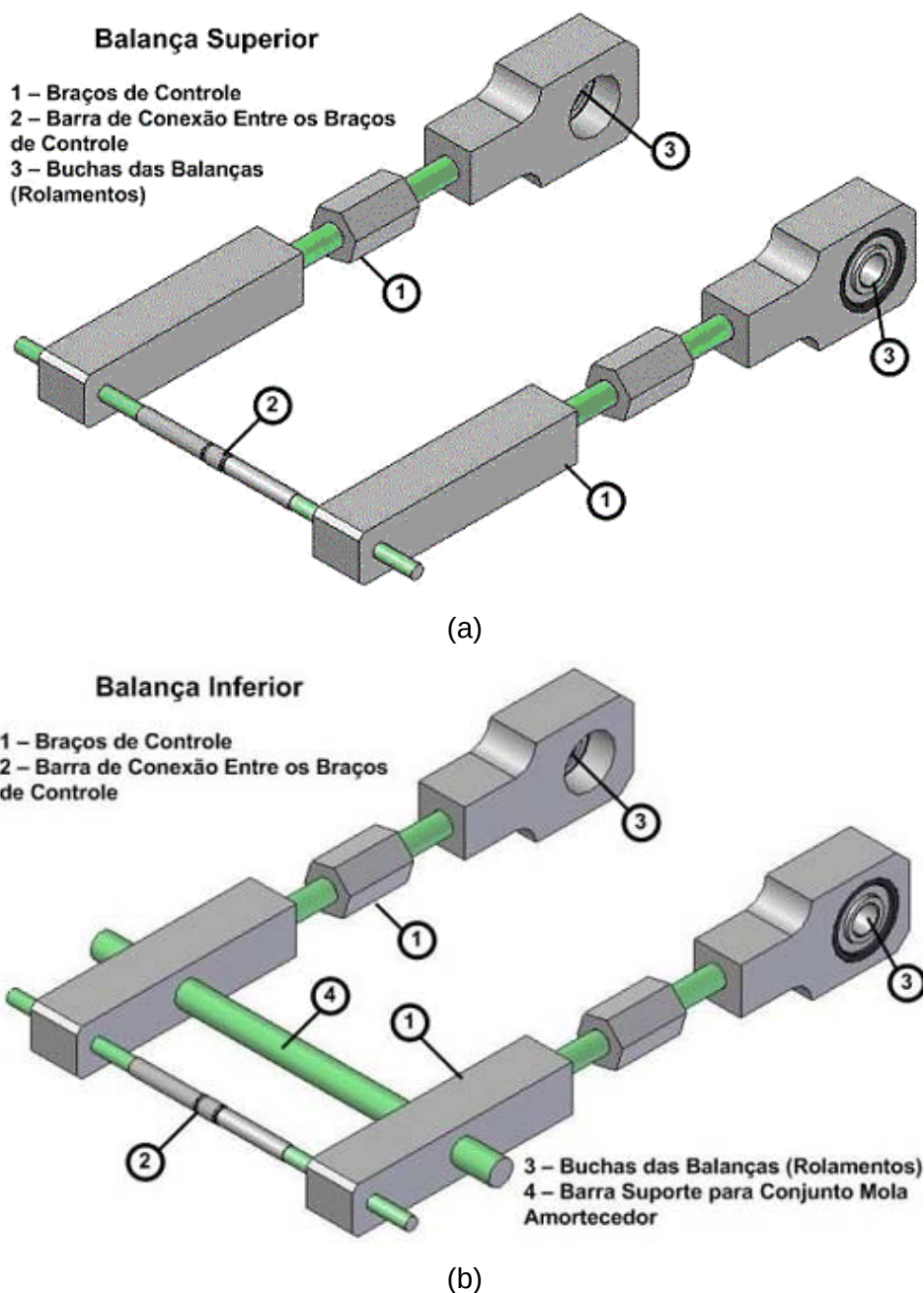


Figura 5.8 – Balanças: (a) superior e (b) inferior.

Na Figura 5.8 (b), nota-se que a balança inferior possui uma barra a mais que a balança superior (componente nº 4). Esta barra, montada nos braços de controle através de

um sistema de porca e contra porca, desempenha o papel de suporte inferior para o conjunto mola/amortecedor.

Os braços também possuem um dispositivo de ajuste de seu comprimento que é explicado com mais detalhes na seção a seguir.

A montagem dos braços de controle na massa suspensa é feita através de quatro rolamentos de esferas NSK 6000zz, selecionados de acordo com as dimensões dos braços de controle. Estes rolamentos desempenham o papel das buchas das balanças da suspensão e estabelecem movimento relativo entre os braços de controle e a massa suspensa do protótipo.

O cubo do protótipo pode ser visto na Fig. 5.9.

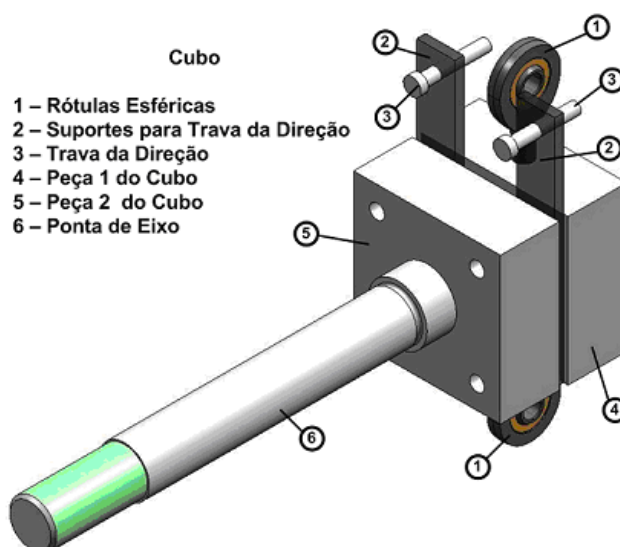


Figura 5.9 - Cubo de roda do protótipo de 1/4 de veículo.

Este componente do sistema de suspensão do protótipo foi projetado para ser constituído por três peças distintas montadas uma adjacente à outra para permitir ajustes de cambagem e convergência ou divergência das rodas sem alterar o comprimento dos braços de controle. Estas três peças são unidas por quatro parafusos. Na primeira peça estão montadas duas rótulas esféricas que conectam o cubo aos braços de controle das balanças superior e inferior. Estas rótulas permitem que a roda do protótipo seja esterçada num ângulo máximo de 13° para direita e 13° para esquerda. A peça intermediária trata-se de um par de barras metálicas dotadas de dois parafusos em uma de suas extremidades, que atuam como travas para evitar o esterçamento não controlado da roda do protótipo, uma vez que para este trabalho não foi prevista a implementação do sistema de direção do protótipo. Os parafusos nas extremidades da barra se apóiam na barra da balança superior impedindo que o cubo tenha um movimento de rotação em torno do eixo vertical que passa pelas duas

rótulas e conseqüentemente evitando o esterçamento da roda. Na terceira peça que integra o conjunto (peça 2 do cubo) é montado a ponta de eixo na qual a roda do protótipo é montada.

Um problema encontrado após se chegar às dimensões definitivas para a geometria da suspensão foi a escolha de um sistema mola/amortecedor disponível no mercado e que fosse compatível com estas dimensões. Em uma primeira tentativa de se resolver este problema foi proposto e testado a utilização de um amortecedor de automóvel convencional modificado. Este amortecedor modificado nada mais é que um amortecedor original com suas dimensões principais reduzidas. Como o amortecedor escolhido para ser modificado não possuía um suporte para mola, foi pensado um aparato que permitisse a montagem da mola vestindo o amortecedor e o ajuste da pré-carga da mesma. O amortecedor teve metade de seu curso reduzido para se ajustar às dimensões da geometria do sistema de suspensão. Como mola foi utilizada uma mola da suspensão dianteira de motocicleta cortada em um comprimento igual ao comprimento máximo do curso do amortecedor. Logo nos primeiros ensaios experimentais com o protótipo verificou-se que esta solução não se mostrou viável devido à rigidez excessiva da mola e ao alto nível de amortecimento do amortecedor, que praticamente inibiram o movimento vertical oscilatório do sistema. A partir disto foi feita uma nova escolha de mola e amortecedor para equipar o protótipo. A Figura. 5.10 mostra um desenho do novo amortecedor escolhido e já modificado para atender os requisitos de montagem no protótipo.

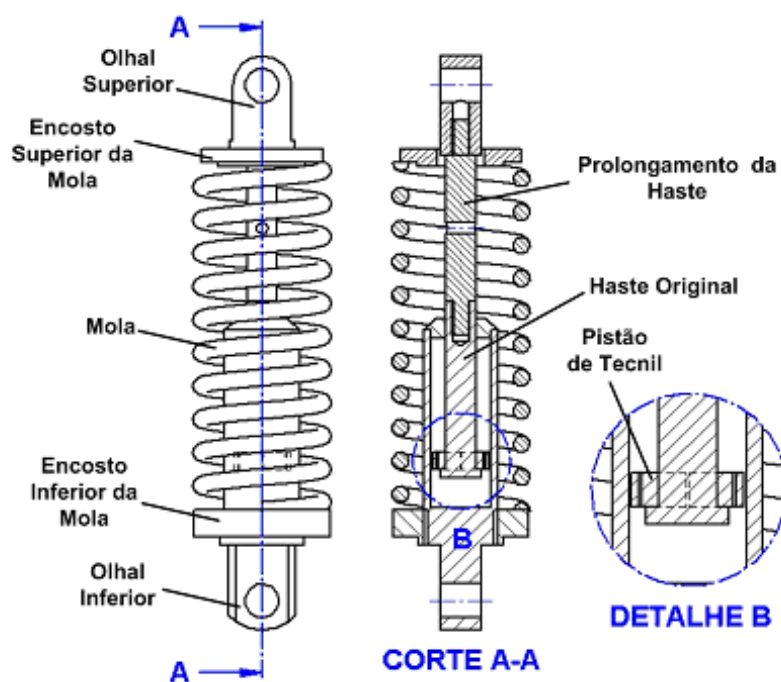
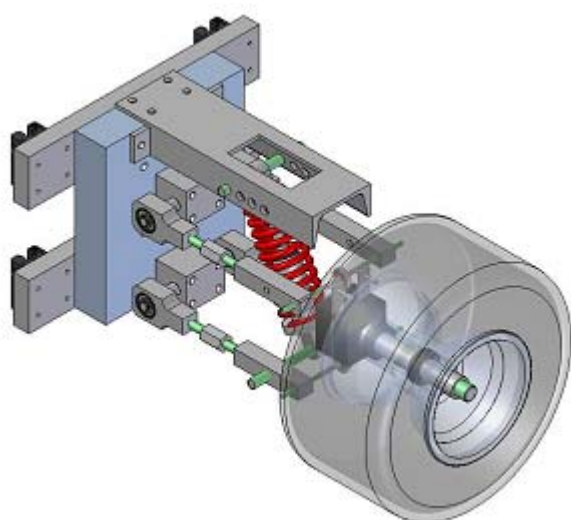


Figura 5.10 - Amortecedor modificado utilizado na suspensão do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo.

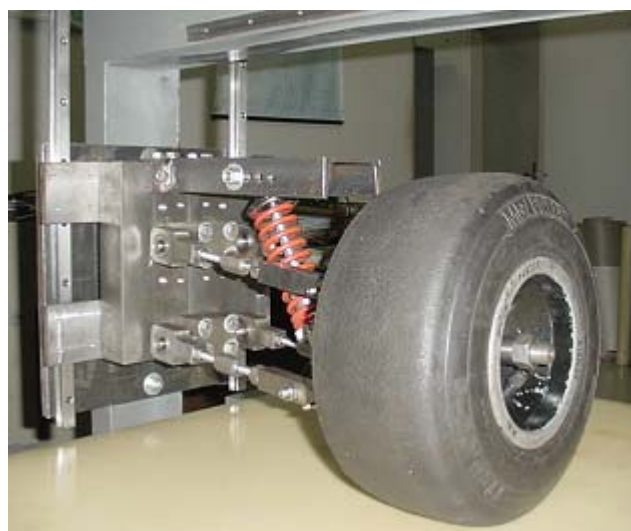
Originalmente este novo amortecedor é utilizado para equipar a suspensão traseira de bicicletas e não trabalha com nenhum fluido no interior de seu cilindro. O efeito de amortecimento obtido neste tipo de amortecedor é somente devido ao atrito seco entre as paredes laterais de seu pistão, constituído de uma bucha de tecnil montada na haste, e as paredes do cilindro. Como tentativa de proporcionar algum efeito de amortecimento viscoso foram feitos quatro furos passantes na superfície desta bucha para permitir o deslocamento de ar através deles, e introduzido no interior do cilindro vaselina. O diâmetro da bucha foi ligeiramente diminuído através do lixamento de sua superfície lateral para reduzir o atrito seco presente no contato desta superfície com a superfície do cilindro. Estruturalmente foi modificado o comprimento da haste do amortecedor para que fosse proporcionado o curso adequando de acordo com a geometria do sistema de suspensão projetado. Este prolongamento da haste foi feito cortando-se a haste original em duas partes e inserido entre estas uma peça com o comprimento necessário para alcançar o curso total desejado para o amortecedor. A montagem desta peça de prolongamento da haste foi feita por uniões parafusadas.

A mola escolhida foi uma de mobilete, com metade da rigidez da mola testada originalmente. Outro detalhe importante a ressaltar para este modelo de amortecedor escolhido é que ele possui um dispositivo para o ajuste da pré - carga da mola.

Na Figura. 5.11 (a) e Fig. 5.11 (b) é possível ver o desenho do protótipo em sua configuração final e a foto do mesmo já construído.



(a)



(b)

Figura 5.11 - Desenho do protótipo (a) e foto do protótipo construído(b).

5.2.2. Ajustes Permitidos para o Protótipo

Como já mencionado no início deste capítulo o principal requisito de projeto para a suspensão do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo era a possibilidade de ajuste de alguns parâmetros geométricos ou físicos do sistema. A seguir são descritos detalhadamente os ajustes e modificações possíveis para o protótipo projetado.

- Ajuste do Comprimento dos Braços de Controle

Para permitir o ajuste do comprimento dos braços de controle, estes foram projetados para serem constituídos por três peças distintas. Pode ser observado na Fig. 5.12 que cada braço possui duas peças nas extremidades com roscas internas, sendo que uma peça possui rosca esquerda e a outra rosca direita. Fazendo a união entre estas duas peças das extremidades, existe uma peça intermediária com a parte central sextavada e as suas extremidades cilíndricas com roscas externas, sendo também uma extremidade com rosca esquerda e a outra rosca direita. O sistema de ajuste funciona de forma semelhante a um esticador para cabo de aço, apertando ou despertando a peça intermediária consegue-se mudar o comprimento dos braços. Este dispositivo permite um aumento de até 20 mm no comprimento de cada braço. Desta forma e considerando o espaço disponível para angulação da roda é possível obter valores de cambagem nas rodas de até 5° positivos ou negativos. Já com relação ao ajuste de divergência ou convergência das rodas é possível obter um ângulo de até $10,5^\circ$.

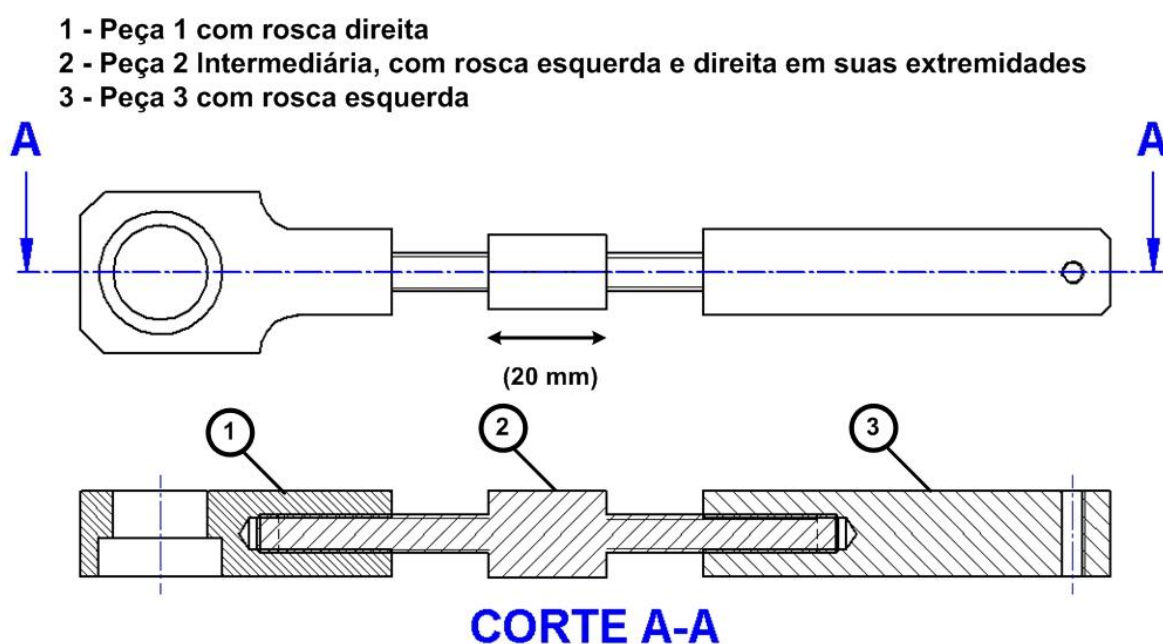


Figura 5.12 – Sistema de ajuste do comprimento dos braços de controle.

- Posição Relativa entre as Balanças

No processo de projeto do protótipo foi considerada a configuração na qual os pares de braços de controle inferior e superior trabalham paralelos entre si. Porém no projeto foram previstas diferentes posições de montagem dos suportes destes braços, o que permite introduzir um ângulo entre o par de braços de controle superior e inferior. A mudança na inclinação entre estes braços altera a posição do centro de rolamento da suspensão na vista frontal.

- Ajustes do Conjunto Mola/Amortecedor

Os dois parâmetros possíveis de ajuste para o conjunto mola/amortecedor são a força de amortecimento e a pré-carga na mola. A força de amortecimento do sistema pode ser modificada alterando-se o ângulo de montagem do conjunto mola/amortecedor com relação à vertical. Para isto basta mudar o ponto de fixação da extremidade superior do amortecedor, escolhendo qualquer uma das quatro posições definidas no suporte em forma de perfil C solidário ao bloco retangular que desempenha o papel de carroceria do protótipo. Os ângulos possíveis para a montagem do amortecedor são de 10°, 16°, 21° e 26°. Não foram previstas posições de montagem para ângulos superiores a 30°, pois segundo Adams (1993) a partir deste valor de inclinação os amortecedores convencionais trabalham de forma ineficiente. A Figura 5.13 mostra as possíveis posições de montagem do conjunto mola/amortecedor.

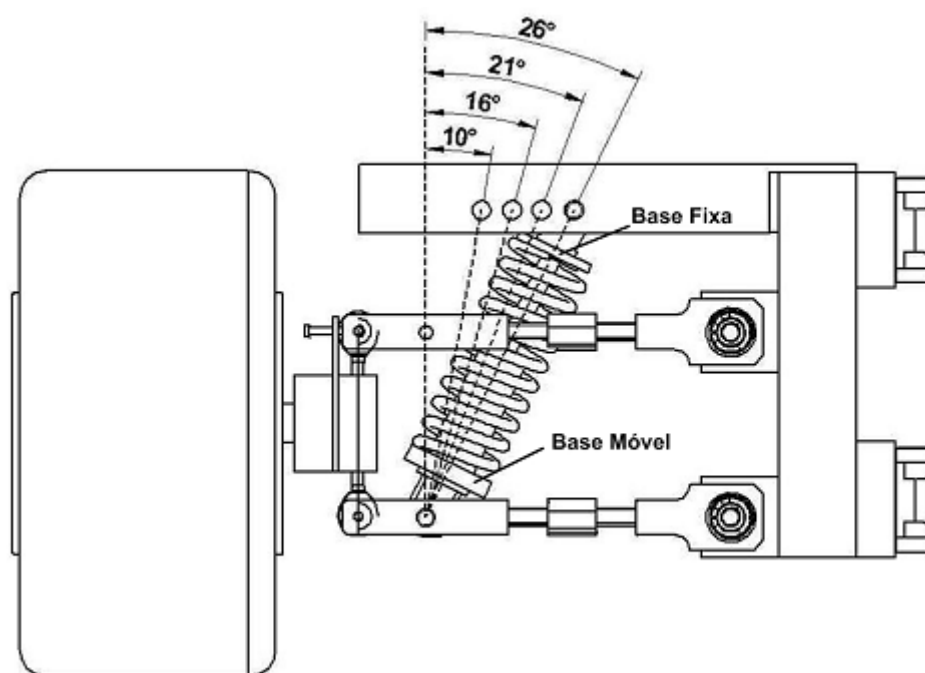


Figura 5.13 – Possíveis ângulos de montagem para o conjunto mola/amortecedor.

O dispositivo de ajuste de pré-carga na mola pode ser visto na Fig. 5.13, sendo constituído por duas bases, uma fixa e outra móvel, onde são apoiadas as duas extremidades da mola que veste o amortecedor. O ajuste da pré-carga é feito movimentando-se a base móvel, que possui uma rosca.

- Ajuste de Cambagem e Divergência

Como descrito anteriormente o ajuste destes dois parâmetros da geometria do sistema de suspensão pode ser feito em função dos comprimentos dos braços de controle. Porém foi previsto no projeto um meio de ajuste destes parâmetros independentemente do comprimento dos braços de controle. Estes ajustes podem ser feitos inserindo-se pequenas cunhas metálicas entre as peças que constituem o cubo.

Existe também a possibilidade do ajuste da convergência ou divergência da roda através do sistema de trava inserido para evitar o esterçamento da roda. Para isto a roda deve ser esterçada de acordo com o ângulo de desvio desejado e os parafusos nas extremidades das barras do sistema de trava devem ser apertados ou desapertados de forma a manter o contato com a barra da balança superior.

- Configuração SLA

Foi ainda previsto no projeto do protótipo a possibilidade de realizar uma mudança completa da geometria do sistema de suspensão. Esta mudança consiste na montagem de braços de controle de comprimentos diferentes, desconsiderando o dispositivo de ajuste do comprimento dos braços. Esta configuração de geometria conhecida como Short Long Arm apresenta os braços da balança superior mais curtos que os braços da balança inferior.

Para montagem do protótipo nesta configuração, os braços de controle da balança superior de mesmo comprimento que os braços da balança inferior devem ser substituídos por um novo par de braços de controle de menor comprimento. Estes novos braços de controle também são constituídos por três peças unidas por elementos roscados, porém a peça 3 da extremidade do braço vista na Fig 5.12 tem menor comprimento que as mesma peça dos braços substituídos. A relação de comprimento entre o braço menor e o braço maior ficou em 0.8, obedecendo ao que é proposto por Adams (1993), que diz que esta relação deve ser de 0.5 a 0.8. O protótipo nesta configuração pode ser visto na Fig. 5.14.

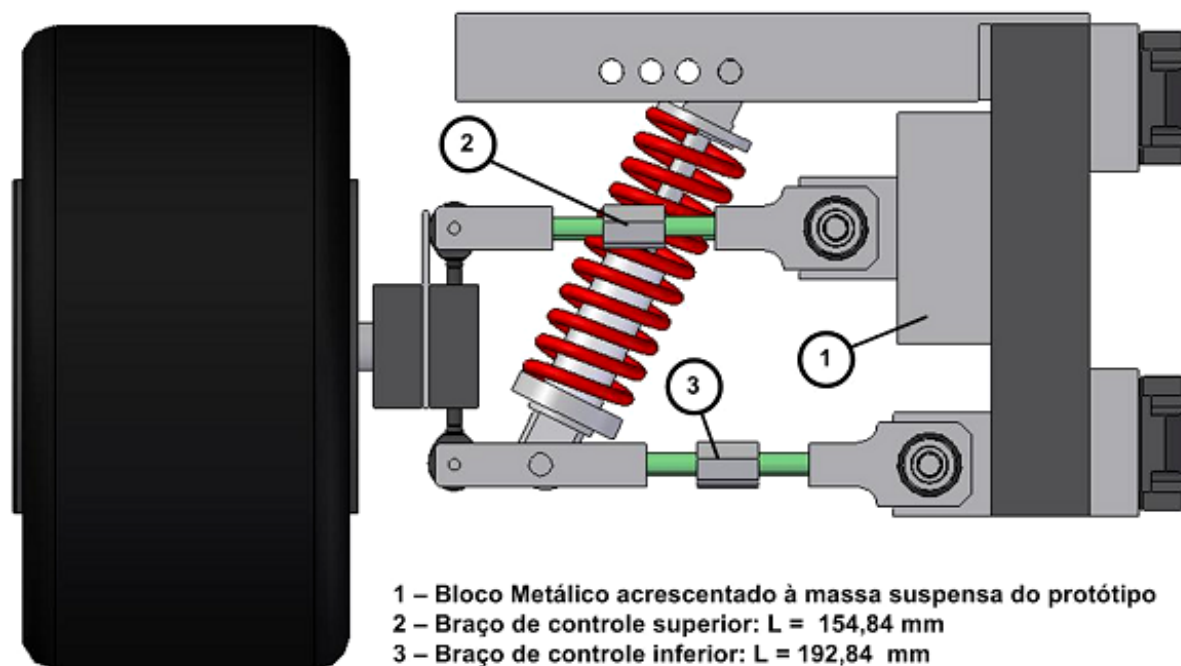


Figura 5.14- Protótipo na configuração SLA.

Pode ser observado na Fig. 5.14 que além dos braços superiores de comprimentos diferentes foi necessária a introdução de um bloco de ferro fundido de 108 x 94 x 38 mm entre o suporte da balança superior e o bloco maior que representaria a carroceria do veículo. Este bloco menor é fixado ao bloco maior através de quatro parafusos e uma de suas faces passa a ser a superfície de montagem do suporte da balança superior. Com a adição deste bloco ao sistema há um aumento de 2,63 kg na massa suspensa do protótipo, passando de 16,0 kg para 18,63 Kg.

Todos os ajustes de geometria e ajustes no conjunto mola/amortecedor possíveis para a configuração com braços de controle de comprimentos iguais também são possíveis para o protótipo na configuração SLA.

CAPÍTULO VI

Ensaio Experimentais

6.1. Determinação Experimental da Rigidez da Mola e Rigidez Radial do Pneu

Esta seção descreve os ensaios experimentais realizados para a determinação das propriedades de rigidez da mola e rigidez radial do pneu do protótipo. Estas informações foram necessárias, pois tais parâmetros foram inseridos no modelo computacional do protótipo.

6.1.1. Instrumentação e Equipamentos

A determinação experimental das propriedades de rigidez da mola e do pneu do protótipo foi realizada através do levantamento de uma curva de força em função do deslocamento para estes componentes. Para isto foi utilizada uma máquina universal de ensaios MTS (Material Test System) pertencente ao Laboratório de Projetos Mecânicos da Universidade Federal de Uberlândia. A citada máquina é mostrada na Fig. 6.1.

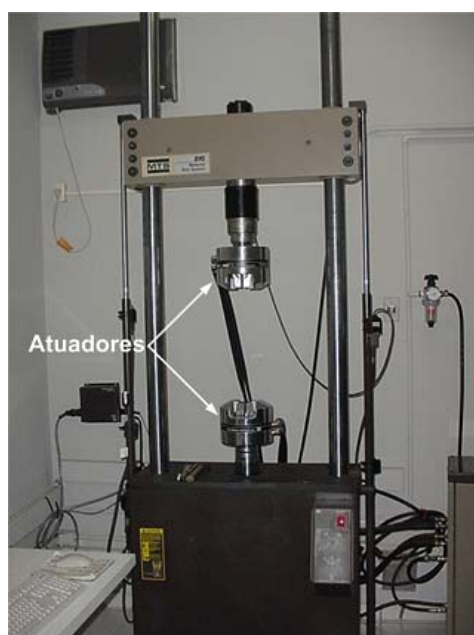


Figura 6.1 - Máquina Universal de Ensaio.

Como pode ser visto na Fig. 6.1 a máquina possui dois atuadores acionados por um sistema hidráulico. As garras hidráulicas presentes nas extremidade dos atuadores, são capazes de aplicar deslocamento ou força ao componente posicionado entre elas. O deslocamento máximo proporcionado pela máquina é de 200 mm enquanto a capacidade máxima de medição de força da célula de carga utilizada, montada no atuador superior, é de 25 kN.

A montagem da mola e do pneu entre os atuadores da máquina foi feita utilizando-se os dispositivos especificamente projetados e fabricados para a realização dos ensaios. Estes dispositivos mostrados na Fig. 6.2 foram acoplados às garras hidráulicas da MTS.

O sistema de medição da MTS ainda conta com um microcomputador para programação e controle da execução dos ensaios, além do arquivamento dos resultados obtidos.

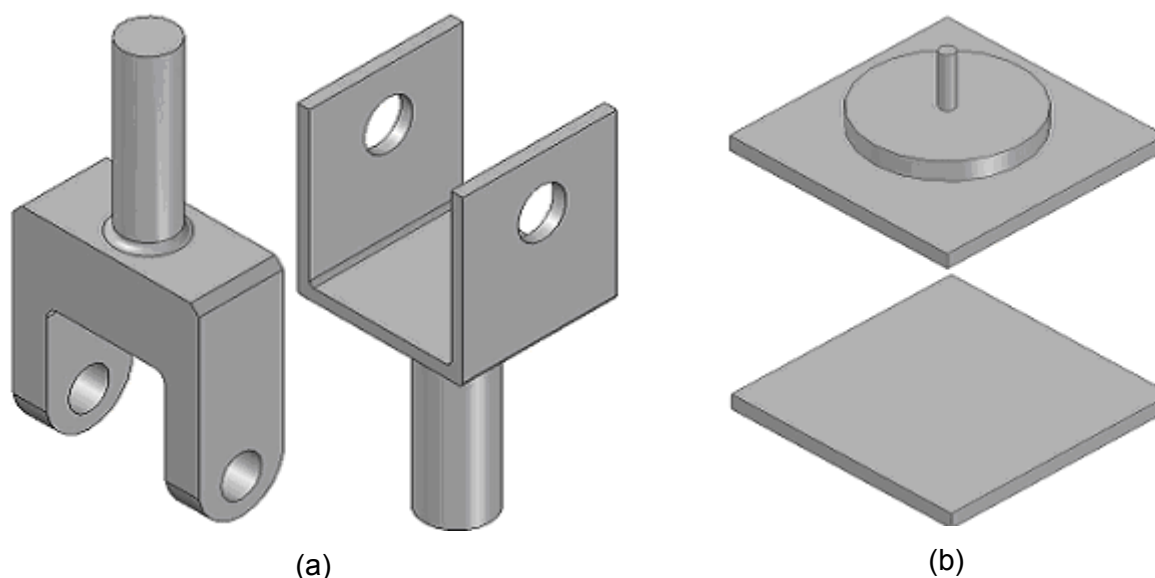


Figura 6.2 - Dispositivos para montagem dos componentes na MTS: (a) mola/amortecedor e (b) pneu.

6.1.2. Descrição dos Ensaios

Para o levantamento da curva de rigidez da mola helicoidal usada na suspensão do protótipo foi feita a montagem do conjunto mola amortecedor conforme mostrado na Fig. 6.3 (a). Com a mola posicionada entre os atuadores, a garra inferior foi mantida imóvel enquanto a garra superior impôs deslocamentos ao conjunto. Os esforços resultantes foram medidos pela célula de carga montada na garra superior da máquina de teste. Foi imposto ao conjunto mola/amortecedor um deslocamento máximo de 15 mm, sendo o ensaio repetido cinco vezes.

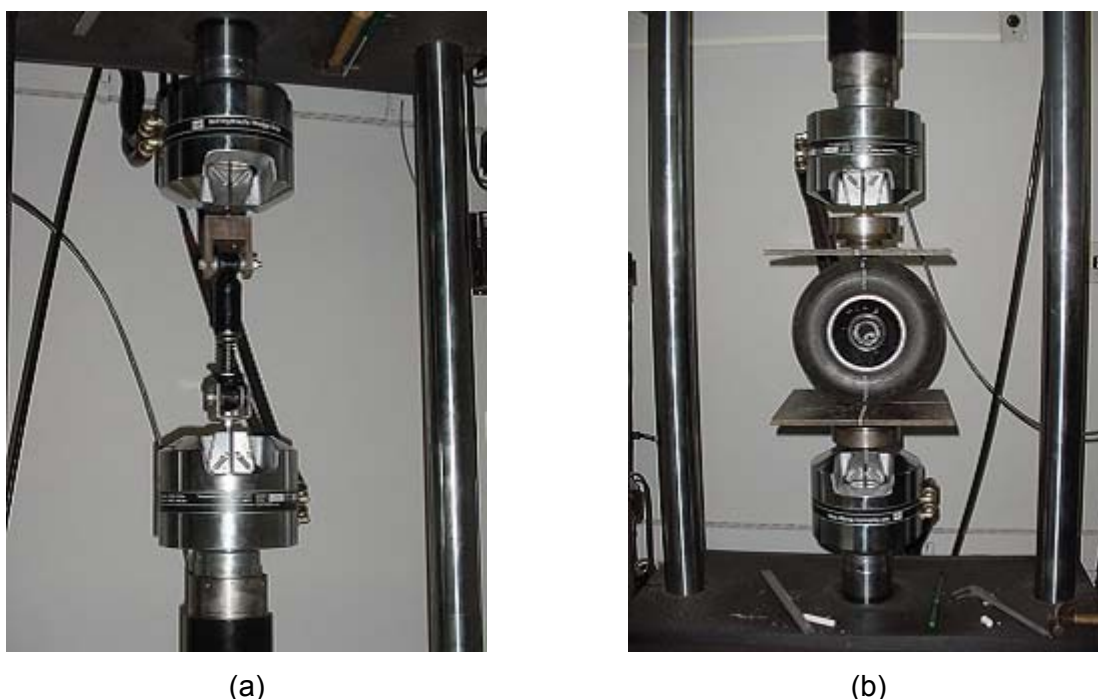


Figura 6.3 - Determinação experimental dos parâmetros de rigidez: (a) Mola e (b) Pneu.

Como pode ser observado na Fig. 6.3 (b), o procedimento para o ensaio realizado com o pneu foi semelhante ao empregado no caso da mola, porém com deslocamentos impostos diferentes. Neste caso o pneu foi submetido a um deslocamento máximo de 10 mm, sendo avaliado em duas pressões diferentes 36 psi e 45 psi. Para cada uma destas duas situações os ensaios foram repetidos três vezes.

Ao fim de cada ensaio realizado com a mola e com o pneu, os resultados foram armazenados em arquivos de dados contendo informações a respeito dos valores de força e deslocamento. Estas informações permitiram a construção das curvas de rigidez da mola e rigidez radial do pneu, que serão apresentadas mais adiante no capítulo 7 deste trabalho.

6.2. Ensaios Experimentais para Validação do Modelo Computacional

Com o objetivo de adquirir dados experimentais para a validação do modelo computacional do protótipo de suspensão, foram realizados ensaios para caracterização da dinâmica vertical do sistema. Estes ensaios consistiam em fazer o protótipo passar à uma velocidade pré definida sobre obstáculos inseridos na pista e a medição das respostas a estas excitações em dois pontos distintos do protótipo.

6.2.1. Instrumentação Utilizada

Na Figura 6.4 a seguir é mostrada de forma esquemática a montagem dos sensores e dispositivos utilizados nas medições.

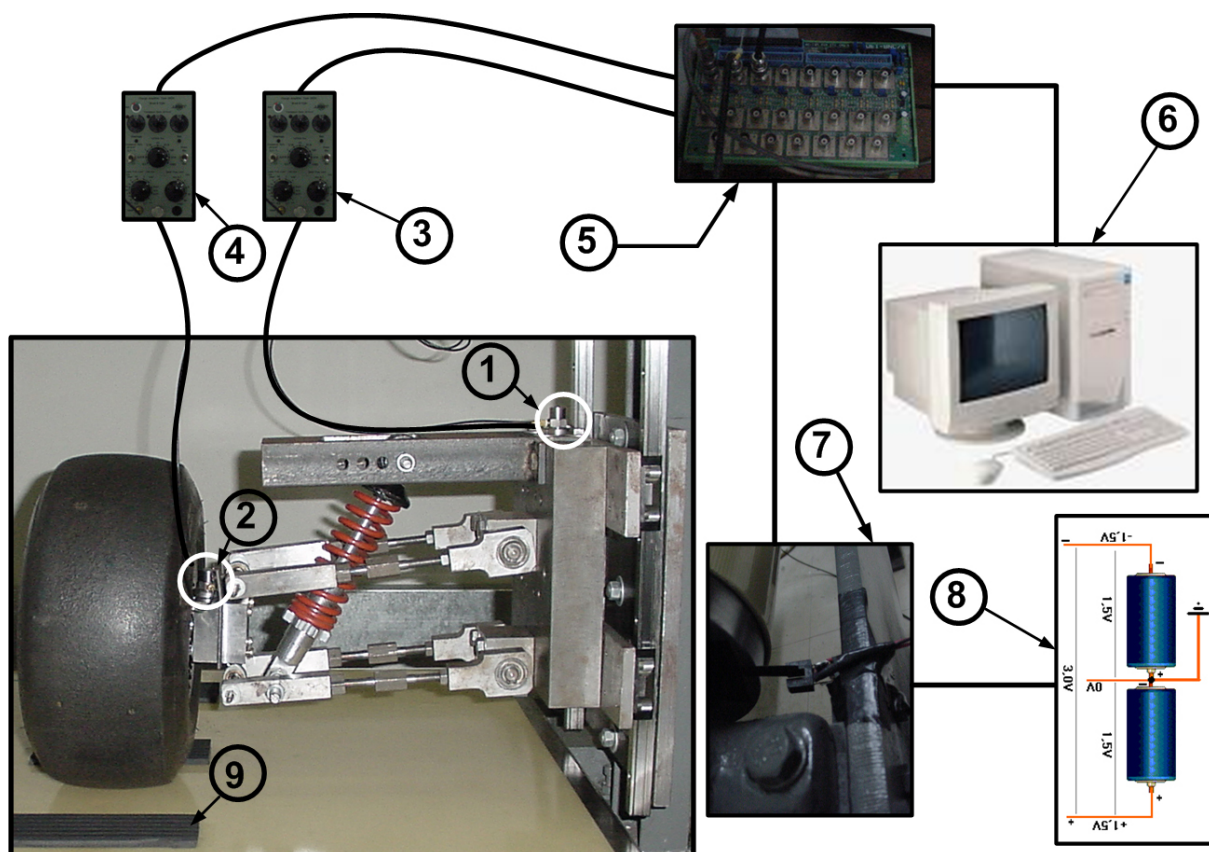


Figura 6.4- Esquema de Montagem da Instrumentação Utilizada.

Na figura acima podem ser identificados os seguintes dispositivos:

- 1 – Acelerômetro utilizado para medir as respostas da massa suspensa;
- 2 – Acelerômetro utilizado para medir as respostas da massa não suspensa;
- 3 – Condicionador de Sinal para o acelerômetro 1;
- 4 – Condicionador de Sinal para o acelerômetro 2;
- 5 – Painel de conectores;
- 6 – Microcomputador;
- 7 – Sensor para medir a velocidade de rotação do cilindro movido;
- 8 – Fonte de alimentação do sensor de rotação;
- 9 – Obstáculo para excitação dos movimentos verticais.

As principais características e princípios de funcionamento destes dispositivos são descritos nos parágrafos a seguir.

a) Acelerômetros

Para a medição dos sinais de vibração da massa suspensa e da massa não suspensa foram utilizados dois acelerômetros piezoelétricos. A Figura 6.5 ilustra o desenho em corte de um acelerômetro piezoelétrico.

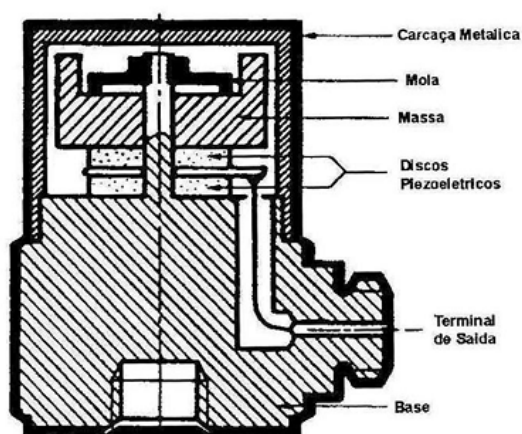


Figura 6.5- Desenho em corte de um acelerômetro Piezelétrico.

Os sensores utilizados nos ensaios são do modelo 4367 da Brüel & Kjaer, sendo o fator de sensibilidade destes sensores de 2.07 pc/m/s^2 para o acelerômetro posicionado na massa suspensa e 2.06 pc/m/s^2 para o acelerômetro posicionado na massa não suspensa. A fixação dos sensores nos pontos de medição foi feita utilizando bases magnéticas.

b) Condicionadores de Sinal

Uma vez que o sinal elétrico gerado pelos acelerômetros possui baixa magnitude, existe a necessidade de se amplificar este sinal para sua melhor visualização. Esta função de amplificação cabe aos condicionadores de sinais.

Nos ensaios realizados foi utilizado o modelo de condicionador 2635 da Brüel & Kjaer. Este modelo possui filtros de alta e baixa frequência e permite os ajustes de sensibilidade e ganho do sinal. Estes condicionadores são também equipados com circuitos integradores que possibilitam a saída de sinais proporcionais à aceleração, velocidade e deslocamento do sensor. A fonte de alimentação utilizada para os condicionadores foram 3 pilhas alcalinas grandes. Na Figura 6.6 é mostrado um dos condicionadores utilizados nos ensaios.



Figura 6.6- Condicionador de Sinal Utilizado nos Ensaios.

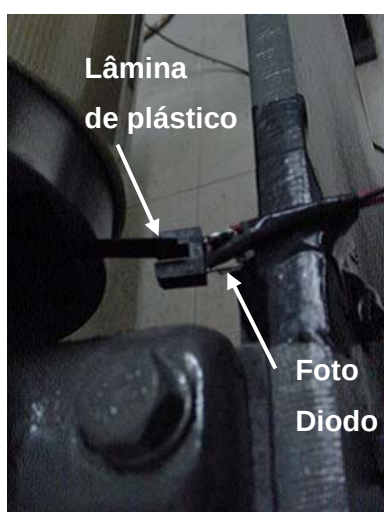
Os ajustes feitos para os dois condicionadores utilizados são mostrados na Tab. 6.1 a seguir.

Tabela 6.1 – Ajustes dos condicionadores de sinais utilizados.

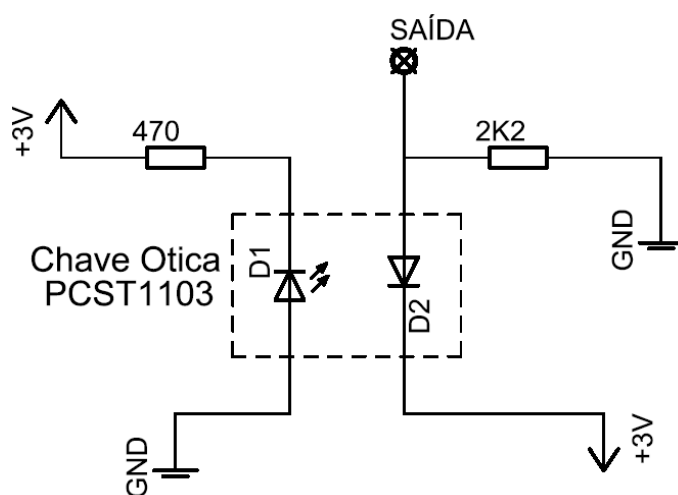
Ajuste	Condicionador Massa Suspensa	Condicionador Massa não Suspensa
Sensibilidade [pc/m/s^2]	2.07	2.06
Ganho [mv/ m/s^2]	316	31.6
Filtro Passa Alto [Hz]	0.2	0.2
Filtro Passa Baixa [Hz]	100	100

c) Sensor Para Medição da Velocidade de Rotação do Cilindro Movido

Uma vez que a bancada é equipada com um inversor de frequência para o ajuste da rotação do motor, é possível o cálculo da velocidade linear da correia em função desta velocidade de rotação, da relação de transmissão entre as polias, raio do cilindro movido e espessura da correia. Porém, em virtude das perdas de energia devido ao atrito nos mancais de rolamento dos cilindros e atrito entre a superfície da correia e a mesa de apoio da bancada, a velocidade linear da correia do sistema funcionando será inferior à calculada. Por esta razão, foi necessária a implementação de um sensor do tipo chave ótica para medir a velocidade de rotação do cilindro movido. Nas Figuras 6.7 (a) e 6.7 (b) pode ser visto em detalhe a montagem deste sensor na bancada e o esquema de seu circuito elétrico.



(a)



(b)

Figura 6.7- (a) Detalhe da Montagem do Sensor e (b) Circuito Elétrico do Sensor.

Observando a Fig. 6.7 (b), nota-se que o circuito desta chave ótica é constituído por um foto diodo, duas resistências elétricas e uma fonte de alimentação de 3 volts. O foto diodo é composto por dois diodos, um diodo emissor D1 e outro diodo receptor D2. Quando não existe nenhum objeto entre estes dois diodos, o diodo emissor transforma o sinal elétrico em sinal luminoso e o emite ao diodo receptor. Este por sua vez recebe este sinal luminoso e o converte sinal elétrico novamente fechando o circuito elétrico. Com o circuito fechado é então gerado um sinal de saída contínuo de amplitude 2 volts. Esta queda de voltagem do sinal de saída de 3 volts para 2 volts, ocorre devido a presença dos resistores de 470 Ω e 2200 Ω no circuito. Porém, a presença de um objeto entre estes diodos não fecha o circuito impedido que o sinal luminoso emitido pelo diodo emissor chegue ao diodo receptor. Isto proporciona um sinal de saída com 0 volts de amplitude.

Nos ensaios a alimentação do circuito foi feita com duas pilhas alcalinas tamanho AA associadas em série. Para fazer o chaveamento do circuito foi montada uma lâmina de plástico no cilindro movido como indicado na Fig. 6.7 (a). A cada volta do cilindro a lâmina interrompia a emissão de luz de um diodo para o outro, provocando uma queda de tensão de 2 volts para 0 volts no sinal de saída. A análise do sinal de saída possibilitou a determinação da periodicidade média entre uma queda de tensão e outra, ou seja, o intervalo de tempo médio para realização de uma volta completa do cilindro. Conhecendo-se esta informação a velocidade linear da correia foi calculada pela equação (4.1):

$$v = \frac{2\pi}{T_m}(R + e) \quad (6.1)$$

Onde:

v – velocidade linear da correia em m/s;

T_m – período médio de uma volta do cilindro medido experimentalmente em segundos;

R – raio do cilindro movido em metros;

e – espessura da correia em metros.

d) Placa de Aquisição

Para a aquisição dos dados experimentais e armazenagem destes em computador, foi utilizada uma placa A/D UEI WIN30 com 16 canais de aquisição simultâneos. Com esta placa é possível a amostragem de dados até uma taxa de 1 MHz em um único canal e 500 kHz em 2 canais, de forma que para amostragens feitas com os 16 canais simultaneamente, é possível uma taxa de até 62.5 kHz por canal. Nas Figuras 6.8 (a) e 6.8 (b) são mostrados a placa de aquisição e o painel de conectores para cabos BNC. Neste painel são

conectados os cabos provenientes das saídas dos condicionadores de sinal. Também é mostrada na figura o cabo que faz a conexão deste painel com a placa de aquisição.



(a)



(b)

Figura 6.8- (a) Placa de Aquisição, (b) Painel de Conectores e Cabo de Conexão.

e) Microcomputador

Para armazenagem dos dados foi utilizado um microcomputador Pentium II, 128 Mb de memória RAM, hard disk de 20 Gb.

Foi utilizado um software comercial para o ajuste dos parâmetros de amostragem como taxa de aquisição de dados, número de pontos adquiridos e a quantidade de canais utilizados para a aquisição. Os ajustes para estes parâmetros foram: taxa de aquisição de dados em 500 Hz, 4096 pontos e 3 canais para aquisição simultânea de dados. No canal 1 foi adquirido o sinal do sensor de rotação do cilindro movido, no canal 2 o sinal de aceleração da massa não suspensa e no canal 3 o sinal de aceleração da massa suspensa.

6.2.2. Obstáculos Utilizados nos Ensaios

O protótipo de suspensão foi excitado verticalmente por obstáculos construídos a partir de tiras de borracha de 150 mm de largura.

Devido à necessidade de avaliar a resposta do protótipo à diferentes condições de excitação, foram utilizados dois perfis de obstáculos diferentes. Em uma primeira condição de excitação foi utilizado apenas um único obstáculo, cujas características de seu perfil e uma foto do mesmo podem ser visualizadas na Fig. 6.9 (a). A segunda configuração, ilustrada na fig. 6.9 (b), apresentava 5 obstáculos em série separados por uma distância pré determinada que variou entre 100 mm, 150 mm e 200 mm.

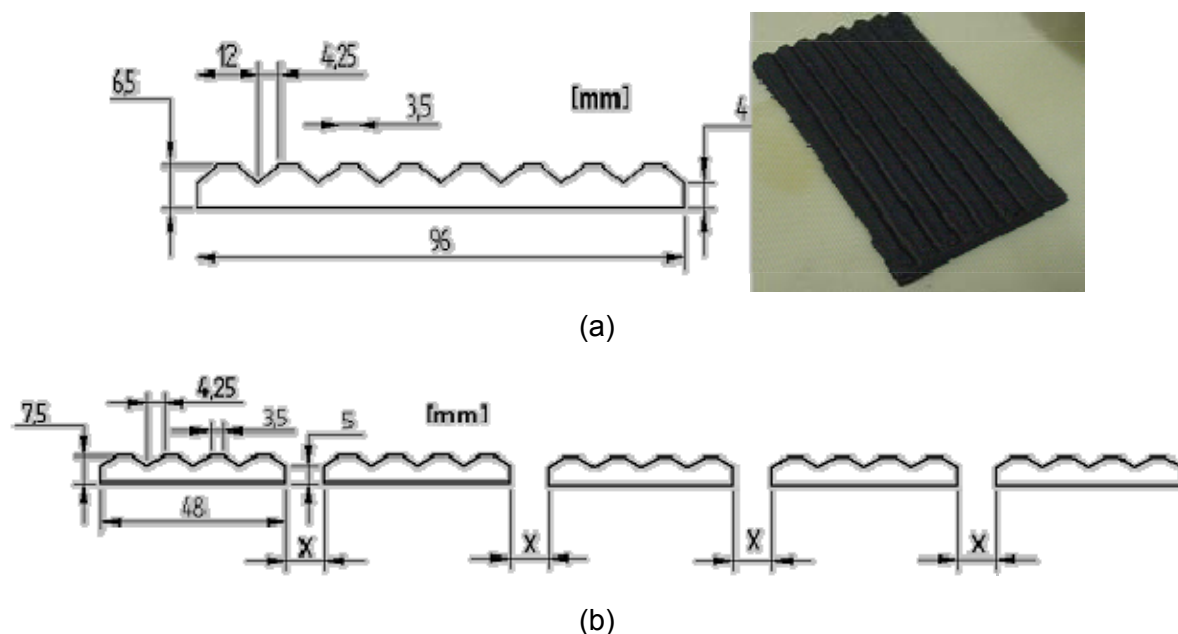


Figura 6.9- Perfil dos obstáculos: (a) Obstáculo A e (b) Obstáculo B.

A fixação dos obstáculos na correia foi feita através de uma fita adesiva dupla face.

6.2.3. Descrição dos Ensaios Realizados

Os ensaios consistiram em submeter o protótipo a diferentes condições de operação variando-se os parâmetros físicos pressão do pneu e força de amortecimento através da mudança do ângulo de montagem do amortecedor em relação a vertical. As condições de excitação também foram variadas através da alteração da velocidade de passagem sobre o obstáculo e através da mudança do perfil do obstáculo. Ao todo foram realizadas 16 passagens do protótipo sobre os obstáculos. Todos os parâmetros que sofreram variação podem ser visualizados na Tab. 6.2.

Tabela 6.2 – Parâmetros utilizados nos ensaios experimentais.

Nº da Passagem	Velocidade de Passagem [m/s]	Ângulo de Montagem do amortecedor em relação a direção vertical [°]	Pressão do Pneu [PSI]	Perfil do Obstáculo X [mm]
1	1,95	26	45	Figura 6.9 (a)
2	2,86			
3	3,79			
4	1,97			Fig. 6.9 (b) (X = 100)
5	1,92			Fig. 6.9 (b) (X = 150)
6	1,99			Fig. 6.9 (b) (X = 200)
7	2,03	16		Fig. 6.9 (a)
8	2,06	10		
9	1,92	26	36	Fig. 6.9 (a)
10	2,90			
11	3,87			
14	2,01			Fig. 6.9 (b) (X = 100)
15	2,01			Fig. 6.9 (b) (X = 150)
16	2,01			Fig. 6.9 (b) (X = 200)
12	2,03	16		Fig. 6.9 (a)
13	1,97	10		

Os valores de velocidade mostrados na segunda coluna da Tab. 6.2 foram calculados utilizando a Eq. (6.1) após a análise dos sinais do sensor de rotação do cilindro movido.

Na Figura 6.10 é possível uma visualização geral de todo aparato experimental utilizado.

Os resultados obtidos em cada ensaio experimental foram armazenados em arquivos de texto no formato de uma matriz de dados com dimensões de 4096 x 3. Em cada coluna foram armazenados os dados adquiridos via canal 1, canal 2 e canal 3, respectivamente.



Figura 6.10 - Visualização geral do aparato experimental.

CAPÍTULO VII

Resultados e Discussões

7.1. Propriedades de Massa e Inércia

O cálculo das propriedades de massa e inércia foi realizado para os modelos tridimensionais dos componentes: balança inferior, balança superior, Cubo, Roda + Pneu e Massa Suspensa. Os resultados do cálculo das propriedades de massa e inércia destes componentes são mostrados a seguir na Tab. 7.1.

Tabela 7.1 – Propriedades de Massa e Inércia calculadas através de ferramenta CAD.

Componente	Massa [Kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]	Orientação dos Eixos Principais de Inércia			Momentos Principais de Inércia [Kg * mm ²]		
			I1	I2	I3	I1	I2	I3
Massa Suspensa	16,09	x = -88,73	0,96	-0,01	0,28	17505338,44	14836693,16	2979844,89
		y = 415,02	0,00	1,00	0,01			
		z = 953,18	-0,28	-0,01	0,96			
Balança Superior	1,01	x = -212,67	0,00	0,00	1,00	1115309,93	989326,07	227564,00
		y = 415,10	0,00	1,00	0,00			
		z = 964,48	-1,00	0,00	0,00			
Balança Inferior	1,10	x = -218,60	0,00	0,00	1,00	1023509,81	888827,33	251089,54
		y = 415,10	0,00	1,00	0,00			
		z = 868,48	-1,00	0,00	0,00			
Cubo	1,29	x = -357,22	0,00	1,00	0,00	1309203,16	1253993,10	390276,18
		y = 415,10	-0,01	0,00	1,00			
		z = 917,05	1,00	0,00	0,01			
Roda + Pneu	1,55	x = -426,14	1,00	0,00	0,00	1577885,67	1588279,36	556962,14
		y = 415,10	0,00	1,00	0,00			
		z = 916,48	0,00	0,00	1,00			

As propriedades de massa e inércia relativas à mola e ao amortecedor foram adicionadas às propriedades de massa e inércia da massa suspensa.

7.2. Rigidez da Mola e Rigidez Radial do Pneu

7.2.1. Rigidez da Mola

A princípio a mola escolhida para ser utilizada no protótipo era uma mola de

suspensão dianteira de motocicleta. Os ensaios para determinação experimental da rigidez desta mola forneceram como resultados os valores de força associados aos respectivos deslocamentos impostos pela máquina de ensaios. O resultado de uma das medições efetuadas é mostrado na Fig. 7.1.

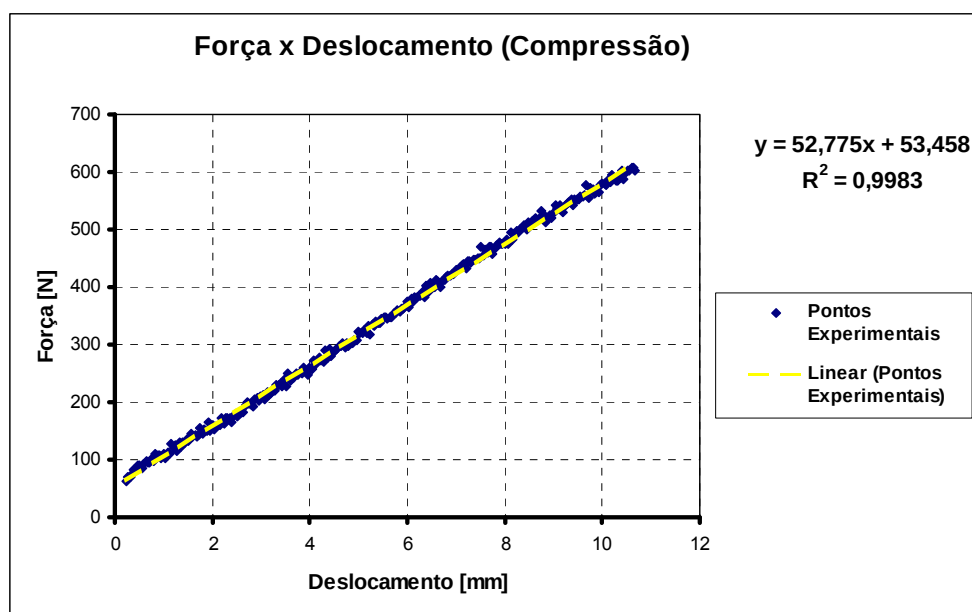


Figura 7.1 – Curva de rigidez da mola.

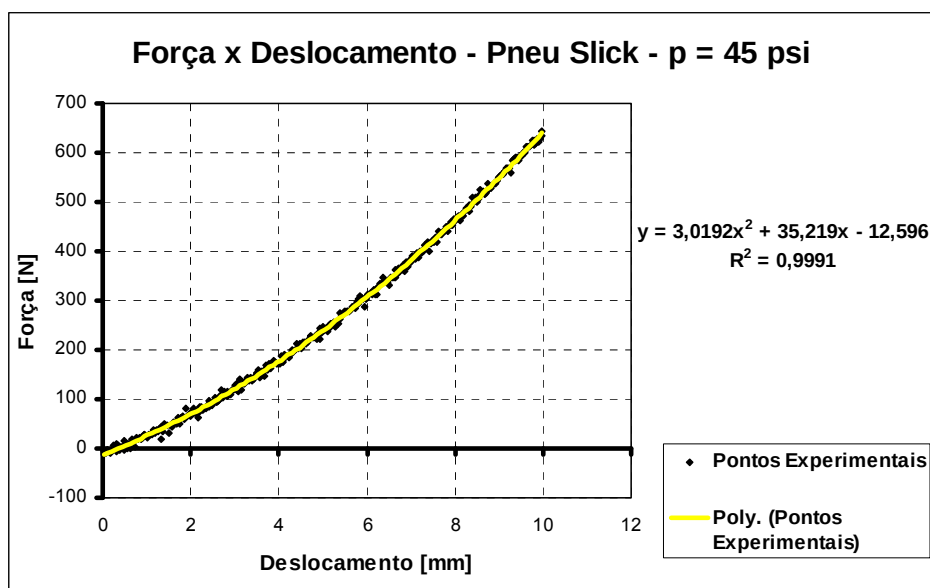
Como mostrado na Fig. 7.1, a mola ensaiada apresentou uma relação linear entre os deslocamentos impostos e a força medida. Os pontos obtidos no ensaio foram submetidos a um ajuste de curva no software Excel resultando na reta de regressão também mostrada na Fig. 7.1, juntamente com o coeficiente de correlação R^2 . Neste caso o coeficiente angular desta reta fornece o valor da constante de rigidez da mola. O valor de rigidez encontrado para a mola neste ensaio foi de 52,78 N/mm. Este ensaio foi repetido por 5 vezes para obtenção de um conjunto de dados que permitisse a realização de uma média para o valor da rigidez da mola. As medições levaram a um valor médio de 52,40 N/mm para a rigidez da mola.

Uma verificação deste resultado foi feita considerando-se o valor de rigidez calculado teoricamente através da Eq. 2.1 mostrada no capítulo 2 deste trabalho. Os parâmetros construtivos da mola usados na Eq. 2.1 foram medidos com auxílio de um paquímetro, obtendo-se $d = 4$ mm e $D_m = 19$ mm. O módulo de elasticidade torsional do material do arame utilizado no cálculo foi de $G = 8500$ Kgf/mm², obtido da literatura (Van Vlack, 1970). Tendo sido considerado ainda um número de espiras ativas $N = 7$, o cálculo forneceu um valor de 55,6 N/mm para a rigidez teórica da mola. A diferença percentual do valor calculado em relação ao valor medido foi de 6,11 %.

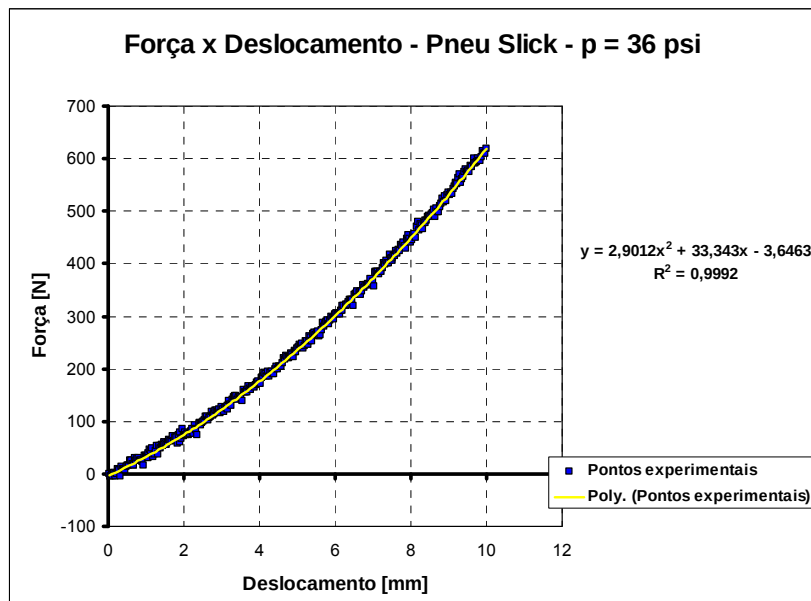
Depois dos testes preliminares do protótipo equipado com esta mola, foi verificada sua inadequação devido a sua elevada rigidez que não permitiu a oscilação da massa suspensa do sistema quando este foi excitado pelos obstáculos colados na correia da bancada automotiva. Houve então a necessidade da troca da mola utilizada no protótipo. A nova mola escolhida foi uma utilizada na suspensão do ciclomotor mobilete. Neste caso não foi possível a realização de um ensaio experimental para obtenção da curva de força em função da deflexão para esta nova mola em virtude da máquina de ensaios estar indisponível. Entretanto, como era necessária a obtenção da rigidez desta mola como um dos parâmetros de entrada do modelo computacional, o valor desta propriedade foi calculado analiticamente através da Eq. 2.1 seguindo o mesmo procedimento efetuado para a mola anterior. O cálculo forneceu um valor de 22,73 N/mm para sua rigidez teórica, utilizando os seguintes parâmetros: $d = 5,7$ mm, $D_m = 35,3$ mm, $G = 8500$ Kg/mm² e $N = 11$. O valor calculado para a rigidez da mola foi fornecido ao modelo computacional e o possível erro em relação ao valor real desta propriedade foi corrigido no processo de ajuste de modelo.

7.2.2. Rigidez do Pneu

As Figuras 7.2 (a) e 7.2 (b) mostram os resultados dos ensaios experimentais realizados para determinação das curvas de rigidez do pneu do protótipo calibrado em diferentes pressões de enchimento.



(a)



(b)

Figura 7.2 – Curva de rigidez do pneu para diferentes pressões de enchimento: (a) 45 psi e (b) 36 psi.

Como pode ser observado nas Figs. 7.2 (a) e 7.2 (b) a relação entre força e deflexão na faixa experimentada não apresenta um comportamento linear tal como foi verificado para a mola. Os pontos experimentais foram submetidos a um ajuste de curva resultando em polinômios de 2º grau que relacionam a força com a deflexão sofrida pelo pneu. Estes polinômios, mostrados nas Figs. 7.2 (a) e 7.2 (b) juntamente com os coeficientes de correlação, foram utilizados na modelagem da rigidez do pneu no Adams®.

A Figura 7.3 mostra uma comparação entre as curvas de força em função da deflexão radial, obtidas em diferentes pressões de enchimento do pneu.

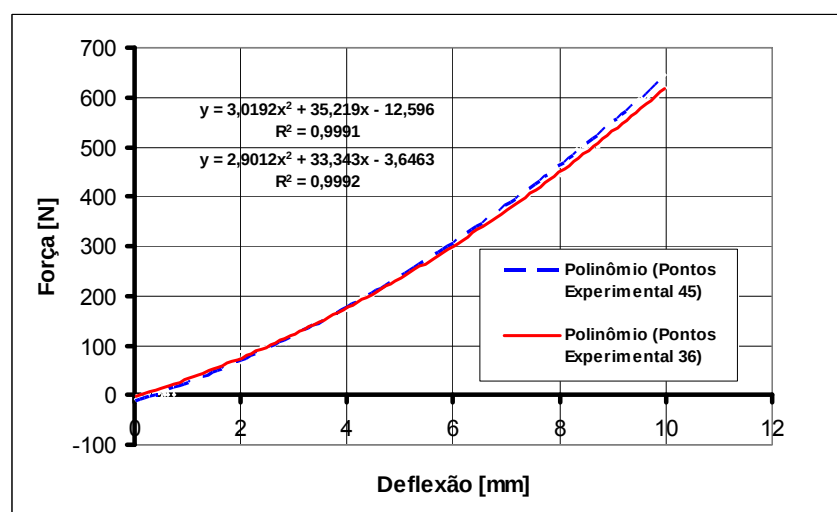


Figura 7.3 – Comparação entre a Curva de rigidez do pneu para diferentes pressões de enchimento.

A análise da figura 7.3 mostra que a curva de força em função da deflexão para o pneu calibrado com uma pressão de 45 psi apresenta maior inclinação que a obtida para pressão de 36 psi. Isto significa que na pressão maior o pneu apresenta maior rigidez radial. Cabe notar entretanto, que no início das curvas o pneu com pressão menor necessita de uma maior força para se deformar, isto provavelmente pode ser associado ao maior agarramento lateral que ocorre entre o pneu e os suportes da máquina de ensaio (enquanto os suportes se acomodam sobre o pneu) quando o pneu está mais vazio.

7.2.3. Coeficiente de amortecimento do amortecedor

A determinação experimental do coeficiente de amortecimento foi realizada usando a metodologia do decremento logarítmico (Den Hartog, 1956), empregada em sistemas mecânicos com amortecimento viscoso. Este método consiste em:

- determinar o fator de amortecimento de um sistema mecânico pela equação (7.1):

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{y_2}{y_3} = \dots = \frac{y_{n-1}}{y_n} = e^{\left(\frac{2\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right)} \quad (7.1)$$

- determinar o coeficiente de amortecimento crítico através da equação (7.2):

$$c_c = 2M\sqrt{\frac{K}{M}} \quad (7.2)$$

- Com os valores calculados de ζ e c_c , o valor do coeficiente de amortecimento é então encontrado pela equação (7.3):

$$c = \zeta \cdot c_c \quad (7.3)$$

No cálculo do coeficiente de amortecimento do protótipo, foi considerado a princípio a hipótese de que o amortecimento é do tipo viscoso. Porém a análise dos resultados experimentais mostrou que o amortecimento da suspensão, não apresentava o comportamento de um sistema com amortecimento viscoso, onde as amplitudes de vibração decaem exponencialmente em função do tempo. Porém esta metodologia foi utilizada para estimar um valor inicial de coeficiente de amortecimento para o modelo computacional.

Desta forma, para a determinação do coeficiente de amortecimento do protótipo foi considerado o sinal de aceleração da massa suspensa, medido no ensaio 01. Este sinal pode ser observado na Fig. 7.4.

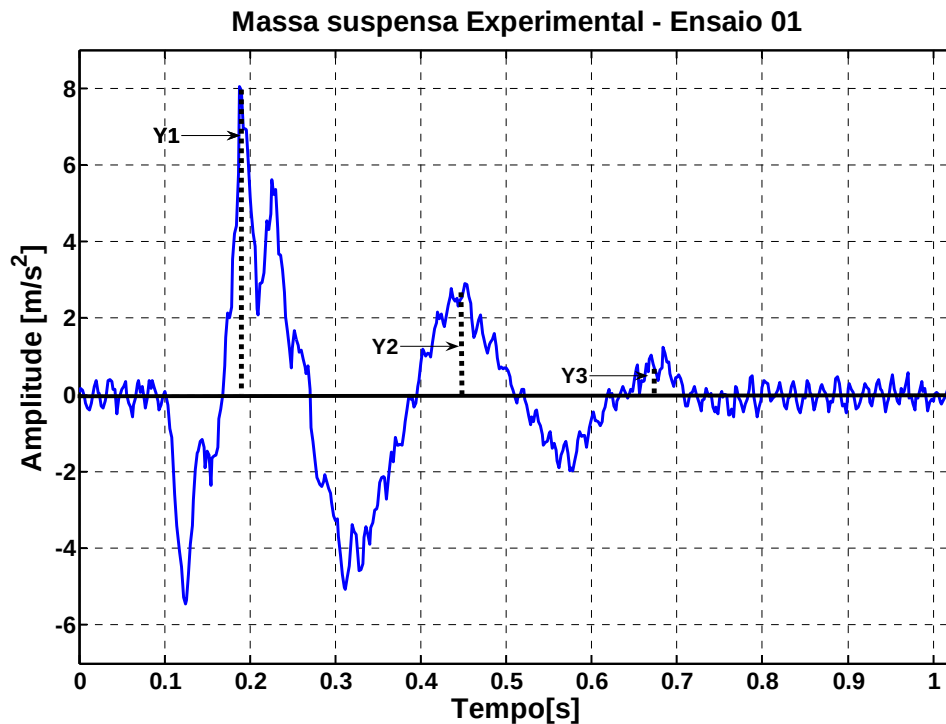


Figura 7.4 – Sinal de Aceleração da massa suspensa considerado para o cálculo de c .

Os valores das amplitudes Y_1 , Y_2 e Y_3 mostradas na Fig.7.4, utilizados no cálculo são mostrados na Tab. 7.2

Tabela 7.2 – Amplitudes utilizadas para o cálculo do fator de amortecimento da suspensão.

Amplitudes [m/s^2]	
Y_1	8,06
Y_2	2,91
Y_3	1,24

O cálculo das razões entre as amplitudes forneceu um valor médio de 2,56. Utilizando este valor e a Eq. (7.1) foi obtido um valor para o fator de amortecimento de $\zeta = 0,148$.

Para o cálculo do coeficiente de amortecimento crítico foi considerada a massa suspensa de 16,086 Kg e a rigidez de 22730 N/m calculada para a mola da suspensão. Com estes valores substituídos na Eq. (7.2) foi encontrado um valor de $c_c = 1209,35 \text{ N s/m}$.

Tomando então os valores de $\zeta = 0,148$, $c_c = 1209,35 \text{ N s/m}$ e a Eq. (7.3), foi encontrado um valor de aproximadamente 180 N s/m, para o coeficiente de amortecimento da suspensão do protótipo.

7.3. Ensaios Experimentais para Validação do Modelo Computacional

Como já mencionado no capítulo 6 deste trabalho, a validação do modelo computacional do protótipo de $\frac{1}{4}$ de veículo foi realizada através da análise de resultados de alguns ensaios experimentais com a finalidade de avaliar seu comportamento dinâmico vertical ao passar sobre obstáculos previamente escolhidos. Esta avaliação se deu pela comparação entre o comportamento dinâmico observado experimentalmente e aquele calculado através de simulação numérica para a massa suspensa e não suspensa do protótipo. Desta forma, ao confrontar os resultados, foi verificada uma pequena discrepância entre os valores obtidos experimentalmente e os obtidos via simulação computacional. Esta diferença pode ser observada na Fig. 7.5, onde são mostrados os resultados obtidos para o ensaio 01. Todos ensaios realizados foram previamente descritos no capítulo 6 deste trabalho.

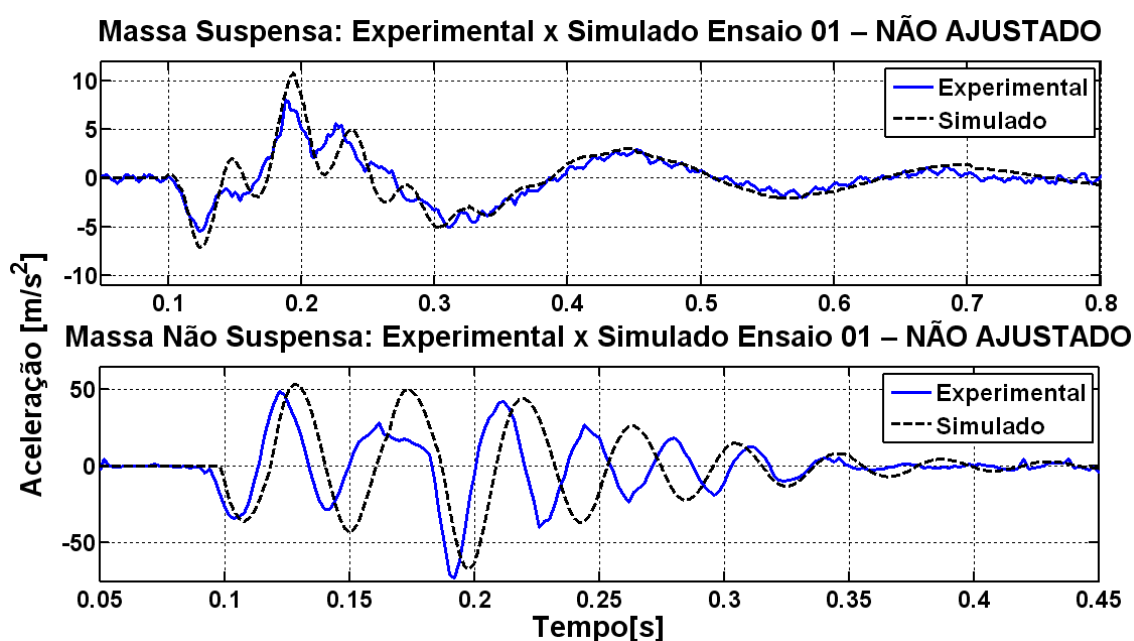


Figura 7.5 – Comparação entre os resultados experimental e de simulação para o ensaio 01.

Como pode ser observado na Fig. 7.5 e também nos demais resultados obtidos, o modelo representou de forma satisfatória o comportamento da massa suspensa. Porém, comparando o resultado experimental e o da simulação para a massa não suspensa, foi verificada uma defasagem entre os sinais. Isto sugere a necessidade da realização de um ajuste do modelo computacional para que ele possa representar satisfatoriamente tanto o comportamento da massa suspensa como o da massa não suspensa.

Este ajuste foi feito por meio de um procedimento de otimização cujo objetivo era minimizar o erro existente entre as curvas experimentais e as curvas obtidas via simulação numérica. Para isto foi utilizada a seguinte função objetivo.

$$FO = \sum ((mse - mss)^2) + \sum ((mnse - mnss)^2) \quad (7.4)$$

Sendo:

- mse – sinal de vibração da massa suspensa obtido experimentalmente;
- mss – sinal de vibração da massa suspensa obtido numericamente;
- mnse – sinal de vibração da massa não suspensa obtido experimentalmente
- mnss – sinal de vibração da massa não suspensa obtido numericamente.

As variáveis de projeto foram escolhidas de acordo com estratégias de ajuste adotadas. Foram empregadas duas estratégias de ajuste do modelo, de acordo com aspectos relacionados à modelagem do pneu do protótipo.

7.3.1. Estratégia de Ajuste 01

Nesta primeira estratégia de ajuste foram utilizadas como variáveis de projeto o coeficiente de amortecimento do amortecedor, pré carga na guia linear, rigidez da mola e os coeficientes da curva de força em função da deflexão do pneu. Neste primeiro caso não foi utilizada nenhuma função de restrição, ficando somente as variáveis de projeto restritas em uma faixa de valores abrangendo $\pm 10\%$ do seu valor inicial. As variáveis e suas restrições laterais são mostradas na Tab. 7.3.

Tabela 7.3 – Valores Iniciais das variáveis de projeto e suas restrições laterais.

Variáveis de Projeto	Valor Inicial	Limite Inferior	Limite Superior
Pré Carga na Guia [N]	5	0	10
Coeficiente de Amortecimento [N s/m]	180,00	162,00	198,00
Rigidez da Mola [N/m]	22730	20460	25000
Coeficiente 01 curva de deflexão do pneu	2,82	2,40	3,24
Coeficiente 02 curva de deflexão do pneu	35,91	30,50	41,30
Coeficiente 03 curva de deflexão do pneu	8,25	7,00	9,50

O processo de ajuste foi realizado utilizando-se uma das opções de otimizadores contidas dentro do próprio programa da simulação. Dentre estas opções o otimizador escolhido para o ajuste foi o DOT1, cujo algoritmo de otimização é o Broydon-Fletcher-Goldfarb-Shanno (BFGS). As variáveis de projeto foram normalizadas para variarem dentro de uma faixa de -1 a 1, devido às diferentes ordens de grandeza dos parâmetros envolvidos. A otimização foi efetuada em 4 iterações, proporcionando uma redução de 31,4.% no valor da função objetivo. A Figura 7.6 ilustra a evolução do valor da função objetivo em relação ao número de iterações.

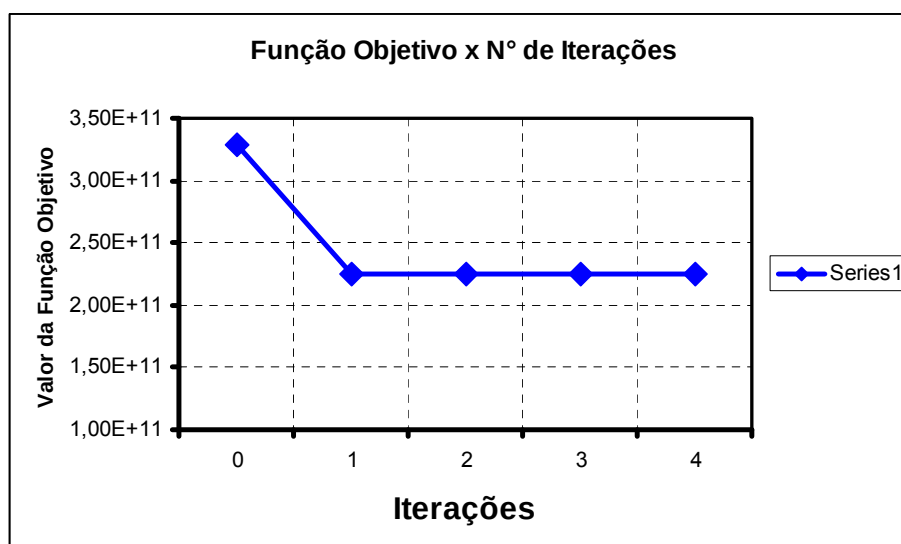


Figura 7.6 – Valor da função objetivo em função do número de iterações – estratégia de ajuste 01.

Como resultado deste processo de ajuste, as variáveis de projeto assumiram os valores mostrados na Tab. 7.4.

Tabela 7.4 – Valores Finais para as variáveis de projeto.

Variáveis de Projeto	Valor Final
Pré Carga na Guia [N]	5,97
Coeficiente de Amortecimento [N s/m]	198,00
Rigidez da Mola [N/m]	25000
Coeficiente 01 cuva de deflexão do pneu	3,24
Coeficiente 02 cuva de deflexão do pneu	30,50
Coeficiente 03 cuva de deflexão do pneu	7,00

As figuras 7.7 a 7.11 ilustram a comparação entre alguns dos resultados experimentais obtidos e as respectivas simulações feitas com o modelo computacional ajustado.

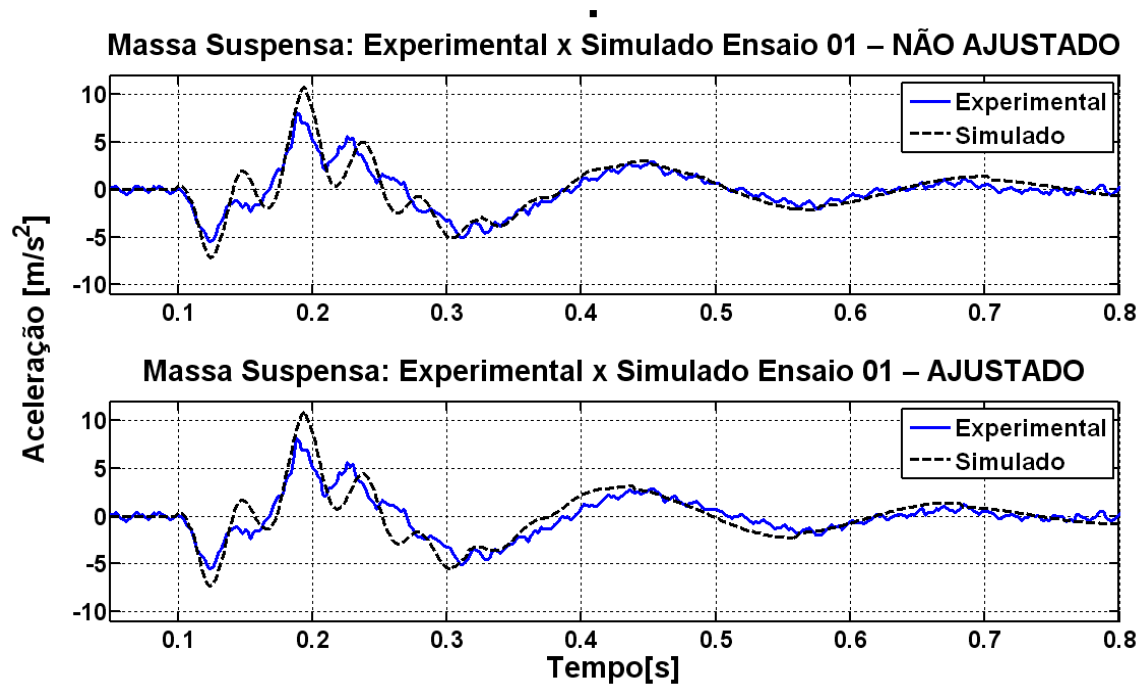


Figura 7.7 – Resultado massa suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

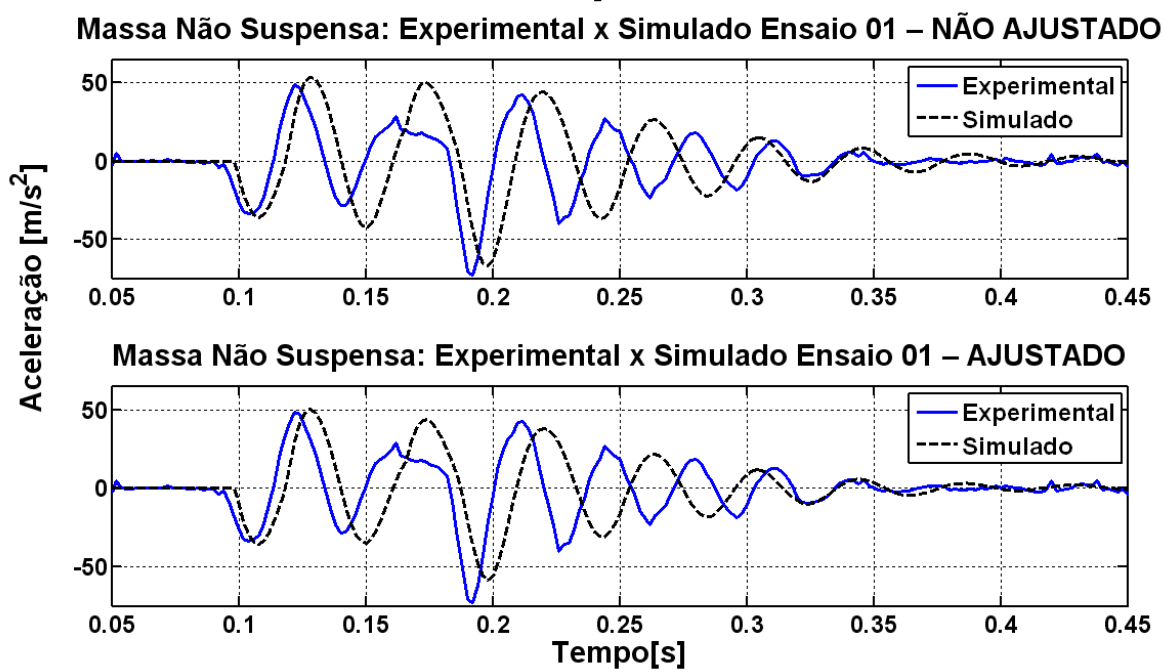


Figura 7.8 – Resultado massa não suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

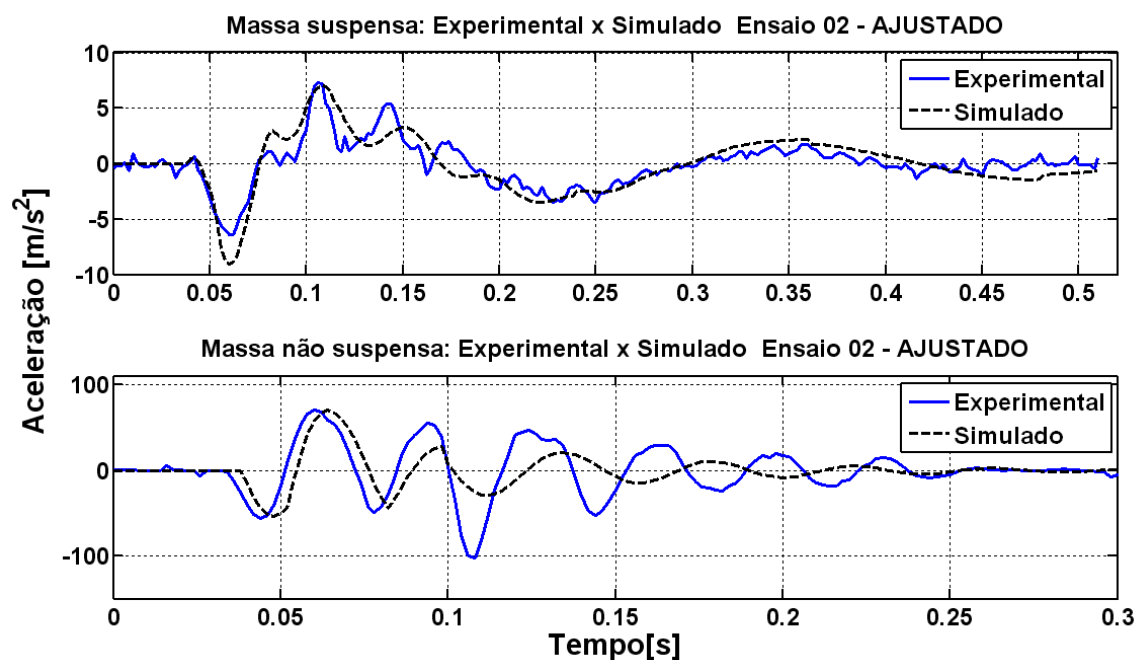


Figura 7.9 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 02

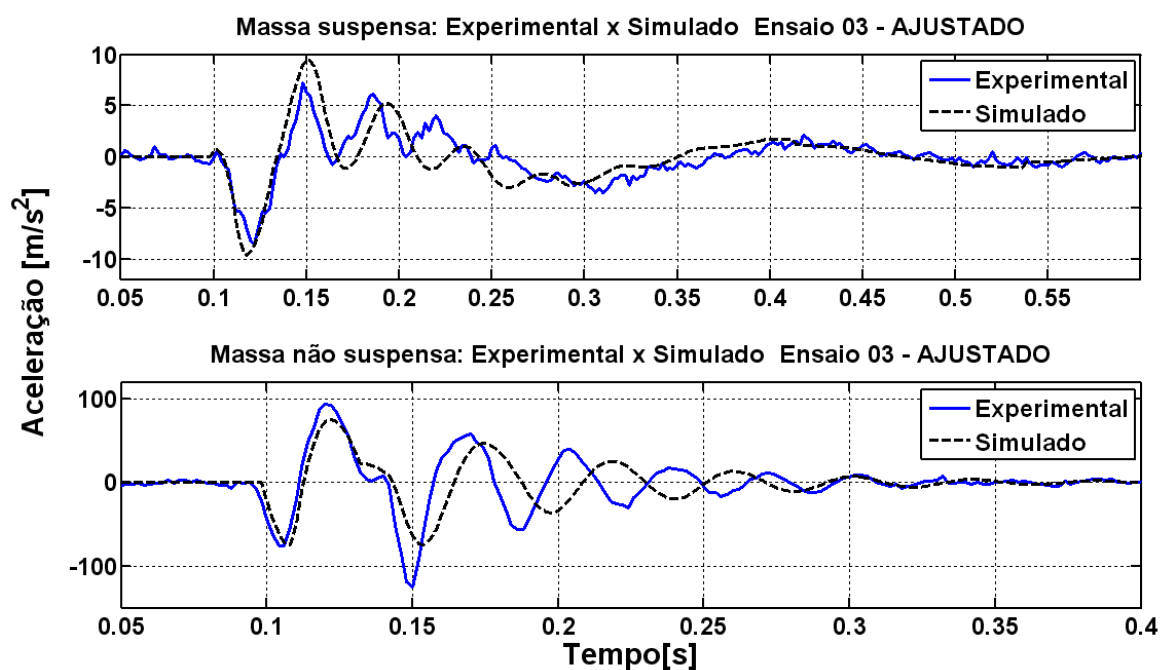


Figura 7.10 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 03

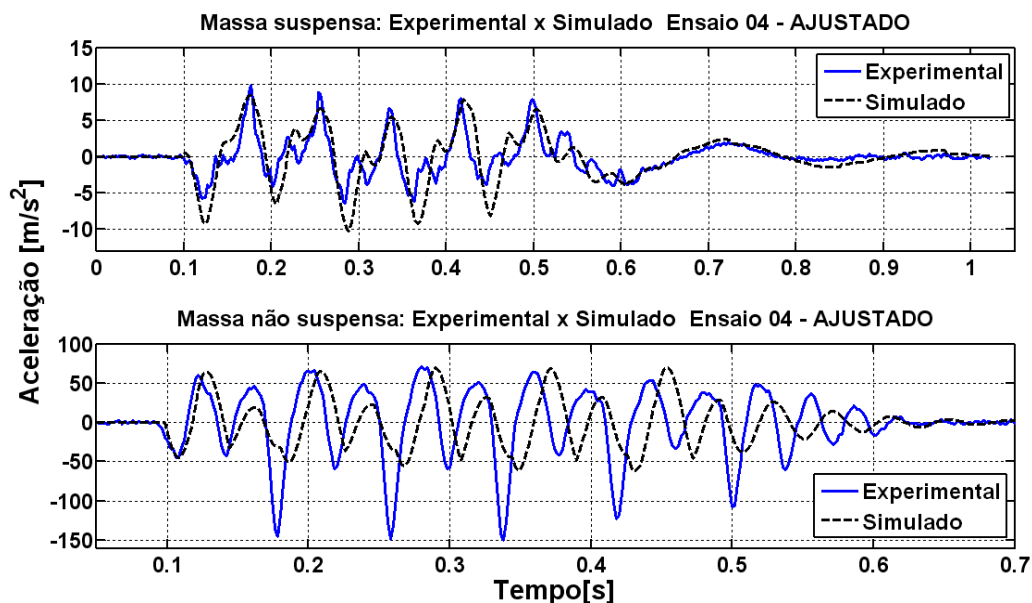


Figura 7.11 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 04.

A análise da comparação de resultados das figuras 7.7 a 7.11 permite concluir que o ajuste realizado permitiu ao modelo computacional prever satisfatoriamente o comportamento dinâmico da massa suspensa do protótipo. Porém, pode ser constatado que o modelo ajustado não conseguiu reproduzir de forma adequada o comportamento dinâmico da massa não suspensa. Observando as figuras 7.7 a 7.11 nota-se que ainda existe uma defasagem entre o sinal experimental da massa não suspensa e o sinal obtido na simulação. Para as demais condições de ensaio, não mostradas aqui, foi verificado o mesmo fato. Assim, houve a necessidade da realização de um novo ajuste de modelo utilizando uma nova estratégia.

7.3.2. Estratégia de Ajuste 02

A segunda estratégia de ajuste foi implementada tendo como base um número menor de variáveis de projeto, associada a uma mudança no procedimento de modelagem do pneu. Neste caso foi considerada a hipótese de rigidez constante para o pneu na sua condição de operação, apesar dos resultados experimentais mostrarem que esta relação é não linear. A hipótese de linearidade foi considerada razoável levando em conta que a operação do pneu (em rolamento) difere da condição do teste experimental realizado, onde existe a necessidade do pneu acomodar sua banda de rodagem nos suportes entre os terminais da máquina de ensaio. Desta forma, foi desprezada a parte inicial das curvas força em função de deflexão, mais precisamente os valores de força medidos até 2 mm. A partir disto, foram então realizados ajustes lineares com os pontos experimentais restantes em todas as curvas experimentais obtidas. A Figura 7.12 mostra um destes ajustes.

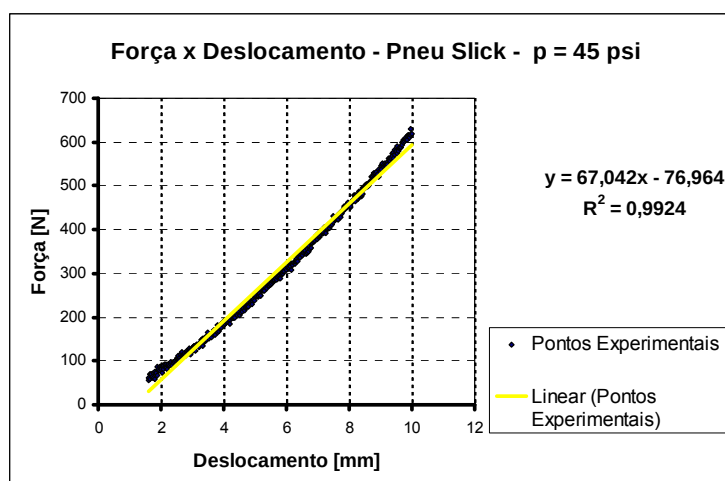


Figura 7.12 – Ajuste Linear para curva força em função da deflexão para o pneu.

O coeficiente angular da reta mostrada na Fig. 7.12 não representa a rigidez radial do pneu, uma vez que ele estava comprimido diametralmente entre as garras da máquina de ensaios. Desta forma, a rigidez medida equivale à de duas molas idênticas associadas em série. A rigidez radial é então obtida pela equação 7.5:

$$K_{eq} = \frac{K_p K_p}{K_p + K_p} \quad (7.5)$$

A média dos coeficientes das curvas obtidas forneceu um valor de $K_{eq} = 69234$ N/mm. Utilizando a equação 7.5 foi obtido um valor de $K_p = 138468$ N/m.

Sendo assim, as variáveis de projeto passam a ser apenas o coeficiente de rigidez da mola, coeficiente de amortecimento, pré carga na guia e rigidez do pneu.

Neste caso também não foi utilizada nenhuma função de restrição, ficando somente as variáveis de projeto restritas em uma faixa de valores abrangendo $\pm 10\%$ do seu valor inicial. As variáveis e suas restrições laterais são mostradas na Tab. 7.5.

Tabela 7.5 – Valores Iniciais das variáveis de projeto e suas restrições laterais.

Variável de Projeto	Valor Inicial	Limite Inferior	Limite Superior
Rigidez da Mola [N/m]	22730	20,46	25,00
Coeficiente de Amortecimento [N s/m]	180	162,00	198,00
Rigidez da Pneu [N/m]	138468	124620	152315
Pré Carga na Guia [N]	5	0	10

No processo de ajuste também foi utilizado o otimizador DOT1 e as variáveis de projeto foram normalizadas tal como na primeira estratégia. A otimização foi efetuada em 6 iterações, proporcionando uma redução de 65,5.% no valor da função objetivo. A Figura 7.13 ilustra a evolução do valor da função objetivo em relação ao número de iterações

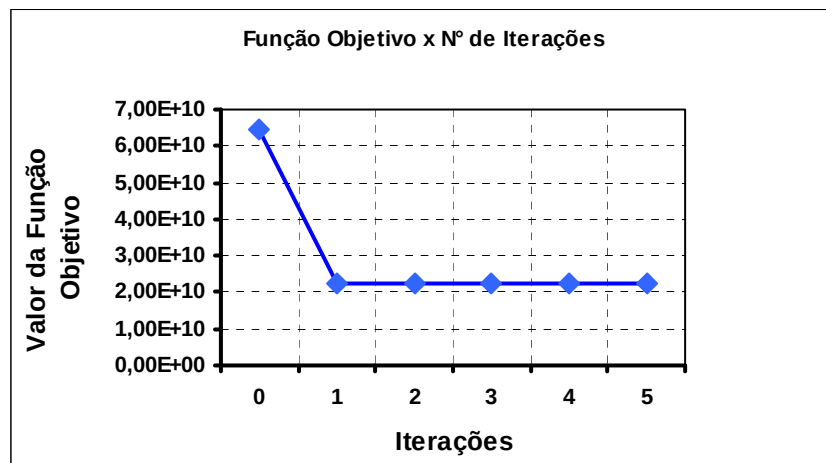


Figura 7.13 – Valor da função objetivo em função do número de iterações.

Como resultado deste processo de ajuste, as variáveis de projeto assumiram os valores mostrados na Tab. 7.6. Todos os valores das variáveis de projeto, exceto a rigidez do pneu, são válidos para as simulações que reproduzem todos os ensaios realizados. O valor da rigidez do pneu encontrado neste ajuste só é válido para as simulações referentes aos ensaios de nº 1 a 8, realizados com o pneu em uma pressão de enchimento de 45 psi. Para as simulações de nº 9 a 16, que reproduzem os ensaios realizados com o pneu com pressão de enchimento de 36 psi, foi feito um novo ajuste considerando apenas como variável de projeto a rigidez do pneu.

Tabela 7.6 – Valores Finais para as variáveis de projeto.

Variável de Projeto	Valor Final
Rigidez da Mola [N/m]	21608
Coeficiente de Amortecimento [N s/m]	181
Rigidez da Pneu [N/m]	124621
Pré Carga na Guia [N]	4,94

As figuras 7.14 a 7.19 ilustram alguns dos resultados experimentais obtidos comparados com as respectivas simulações feitas como o modelo computacional ajustado. Os demais resultados podem ser verificados no anexo 1 deste trabalho.

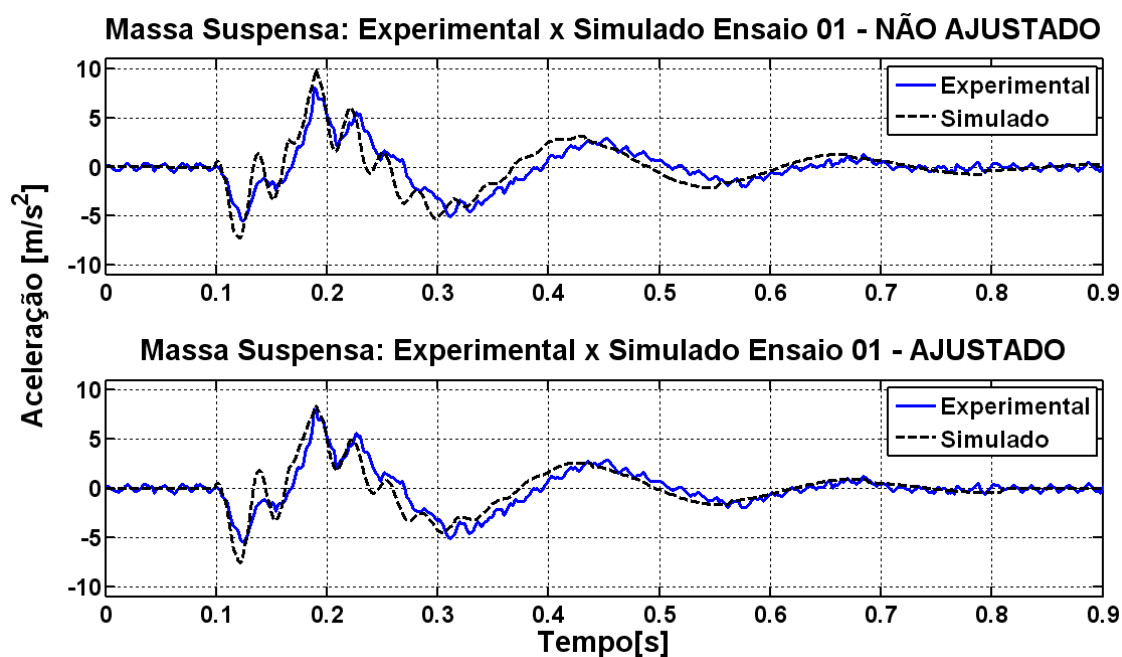


Figura 7.14 – Resultado massa suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

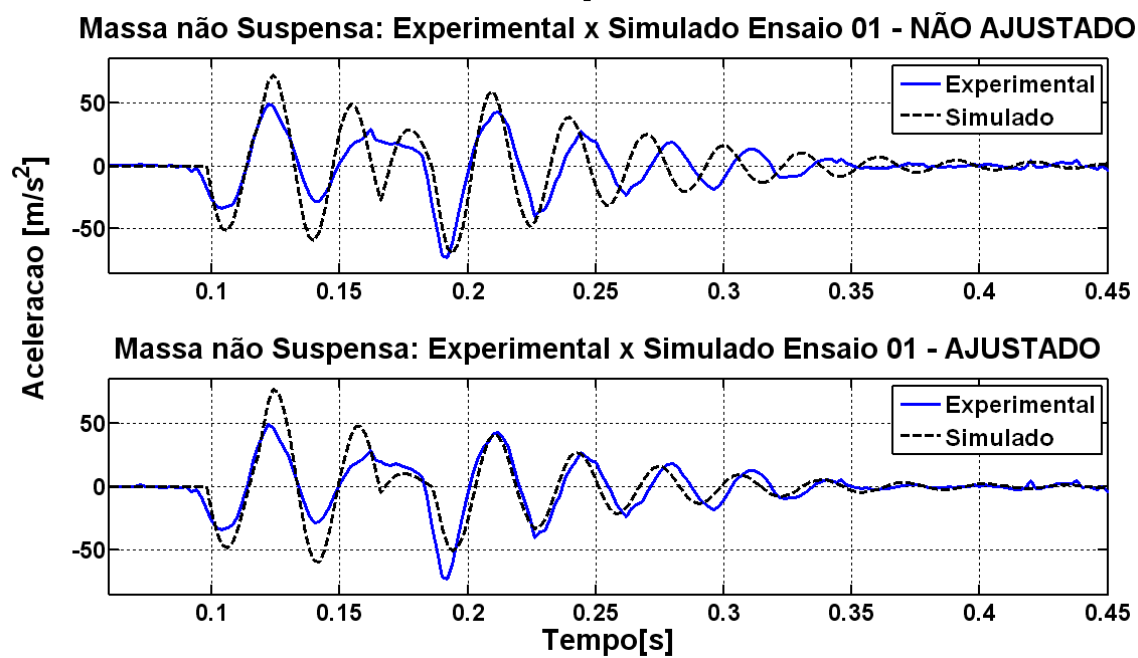


Figura 7.15 – Resultado massa não suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

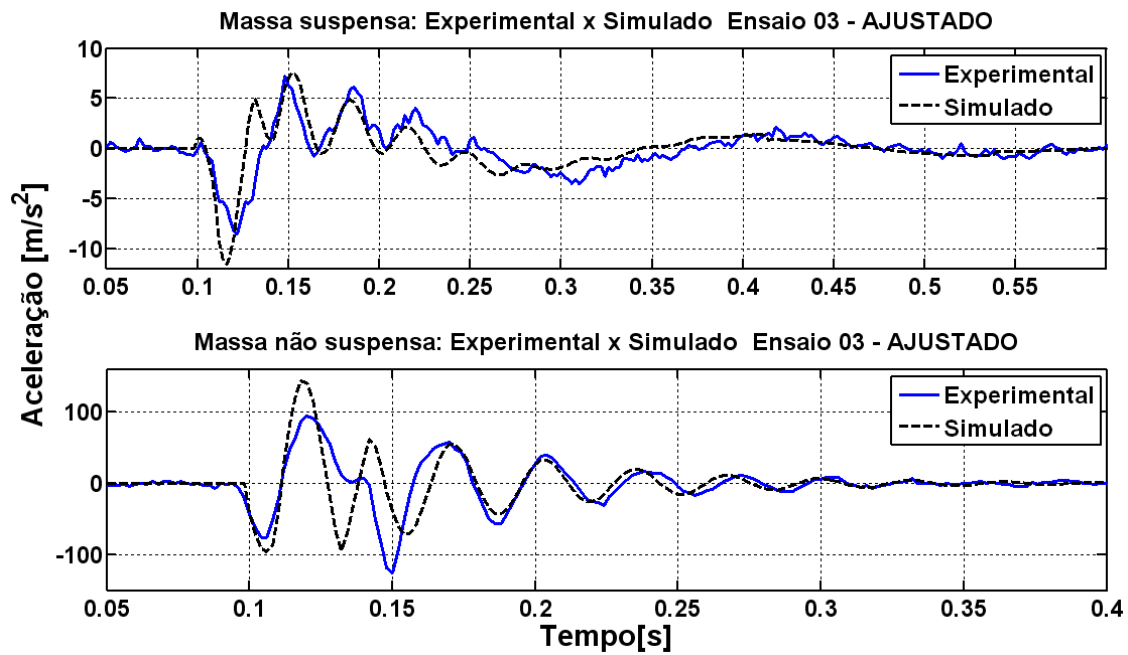


Figura 7.16 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 03.

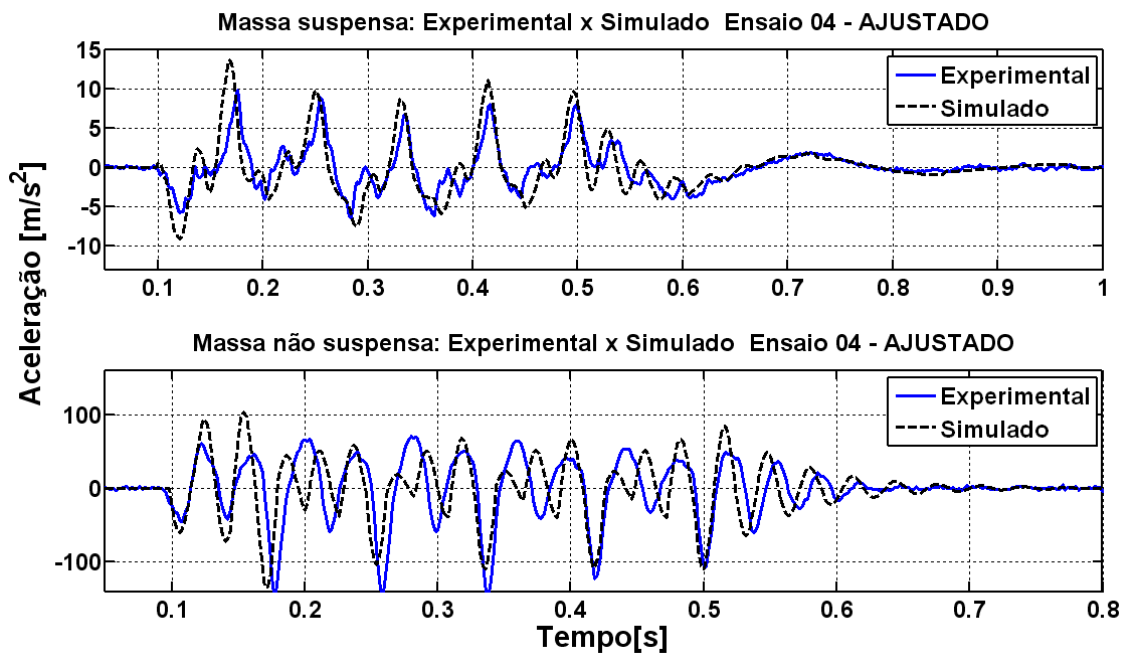


Figura 7.17 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 04.

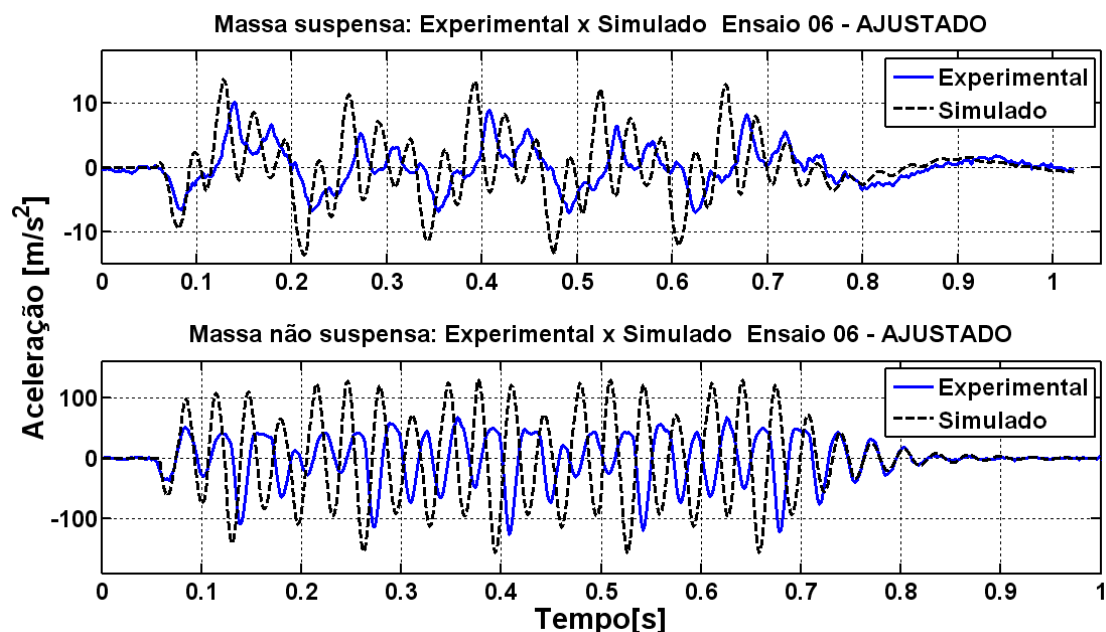


Figura 7.18 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 06.

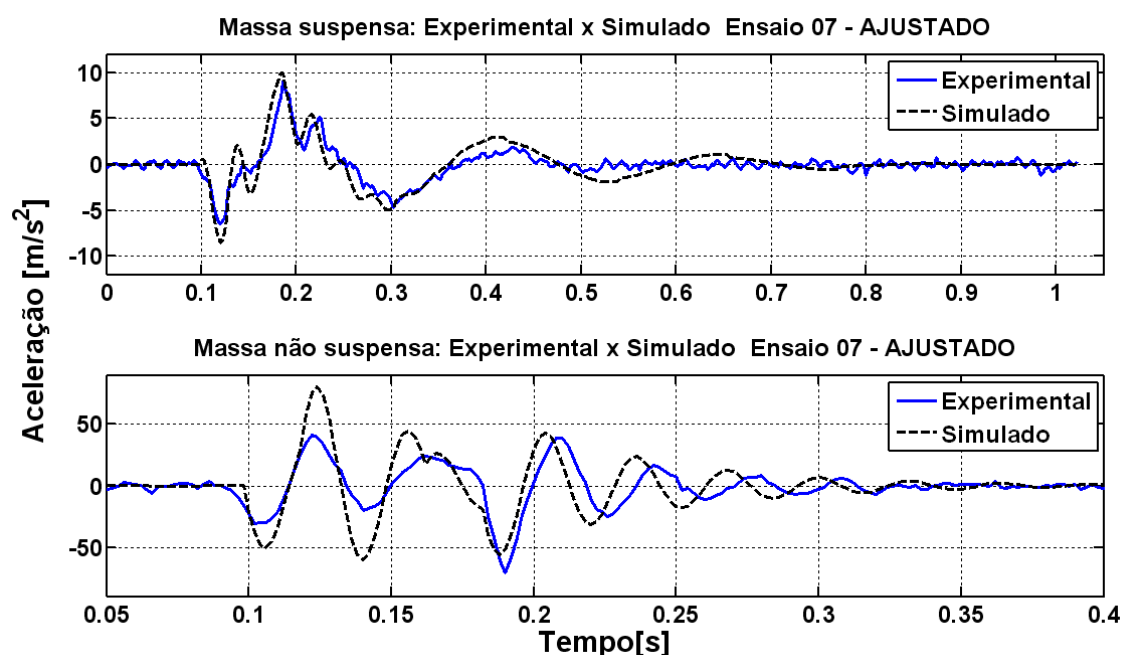


Figura 7.19 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 07.

A análise da comparação de resultados mostrados nas figuras 7.14 a 7.19 mostra que o ajuste realizado através da estratégia 2 permitiu ao modelo computacional prever satisfatoriamente o comportamento dinâmico tanto de massa suspensa quanto da massa não suspensa do protótipo. Isto foi verificado também nos resultados obtidos para as demais condições de ensaio, mostradas no anexo 1.

Comparados aos resultados do modelo com pneu não linear ajustado, observa-se qualitativamente que o ajuste para o pneu modelado de forma linear conseguiu representar o comportamento do protótipo de forma mais adequada.

O ajuste realizado para a reprodução virtual dos ensaios experimentais de 9 a 16, utilizou um modelo com os parâmetros rigidez da mola, coeficiente de amortecimento e pré carga na guia obtidos no ajuste descrito anteriormente. A única variável de projeto considerada foi a rigidez do pneu. A estratégia de otimização empregada foi a mesma usada para o ajuste da situação anterior, variando-se porém a variável de projeto numa faixa de $\pm 20\%$. O valor desta variável de projeto e suas restrições laterais são mostradas na Tab. 7.7.

Tabela 7.7 – Valor Inicial para a rigidez do pneu.

Variável de Projeto	Valor Inicial	Limite Inferior	Limite Superior
Rigidez da Pneu [N/m]	125800	100640	150960

Novamente o otimizador utilizado foi o DOT1, a otimização foi efetuada em 3 iterações e proporcionou uma redução de 52,0 % no valor da função objetivo. Como resultado deste processo de ajuste, a variável de projeto assumiu o valor de 100640 N/m.

As figuras 7.20 a 7.24 mostradas a seguir ilustram a comparação de resultados para alguns ensaios experimentais e numéricos obtidos com o pneu na pressão mais baixa (36 psi). Os demais resultados podem ser vistos no anexo 1 deste trabalho.

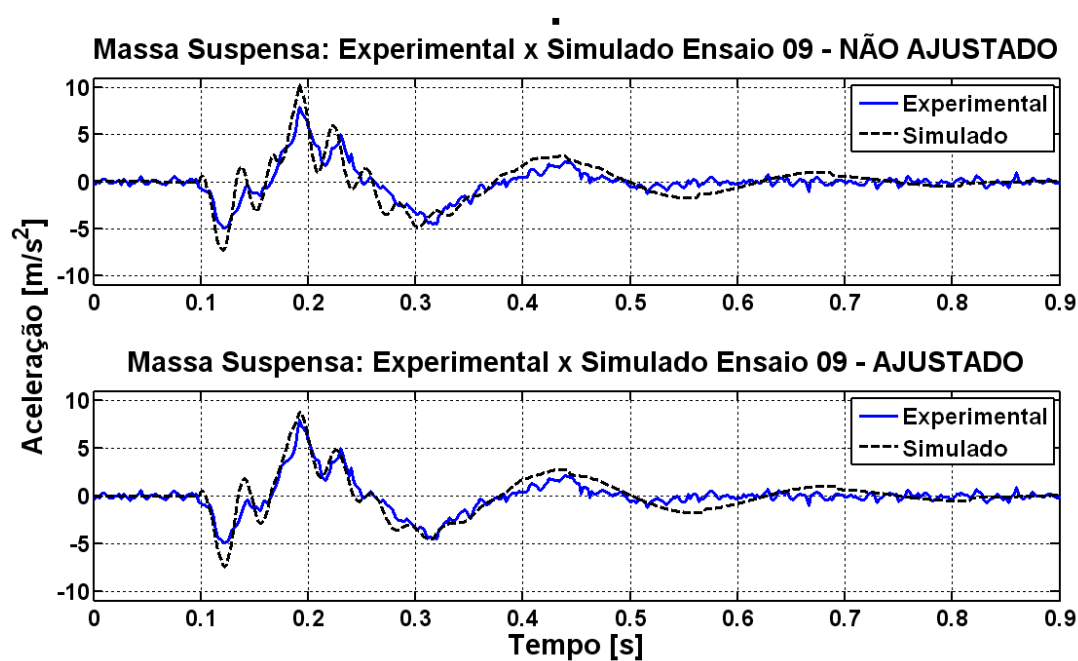


Figura 7.20 – Resultado massa suspensão experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 09.

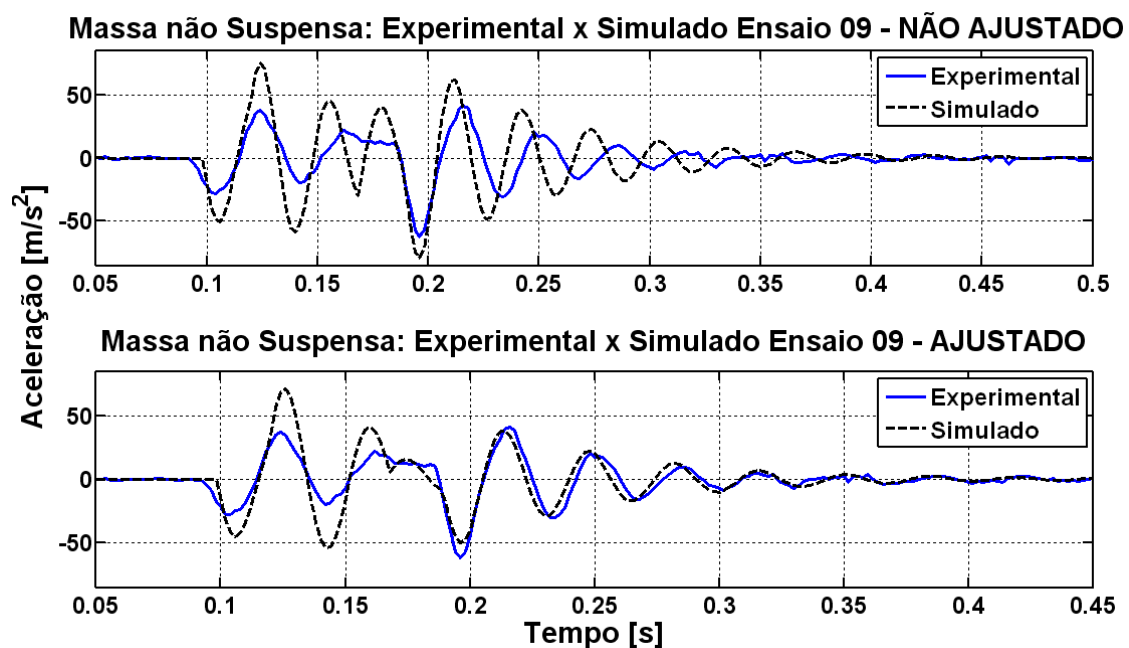


Figura 7.21 – Resultado massa não suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 09.

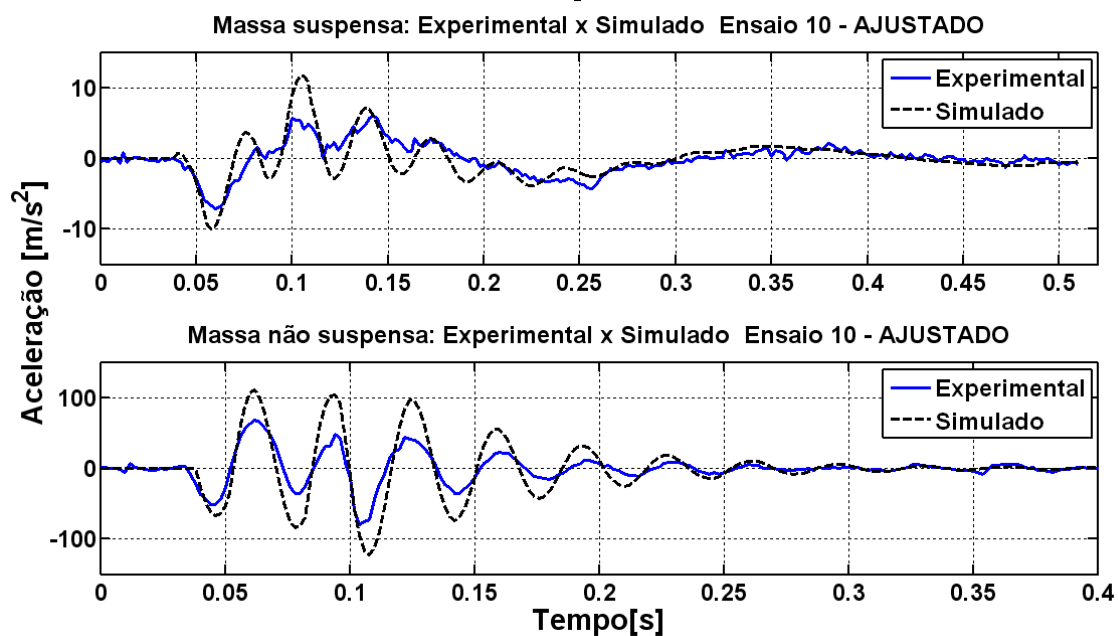


Figura 7.22 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 10.

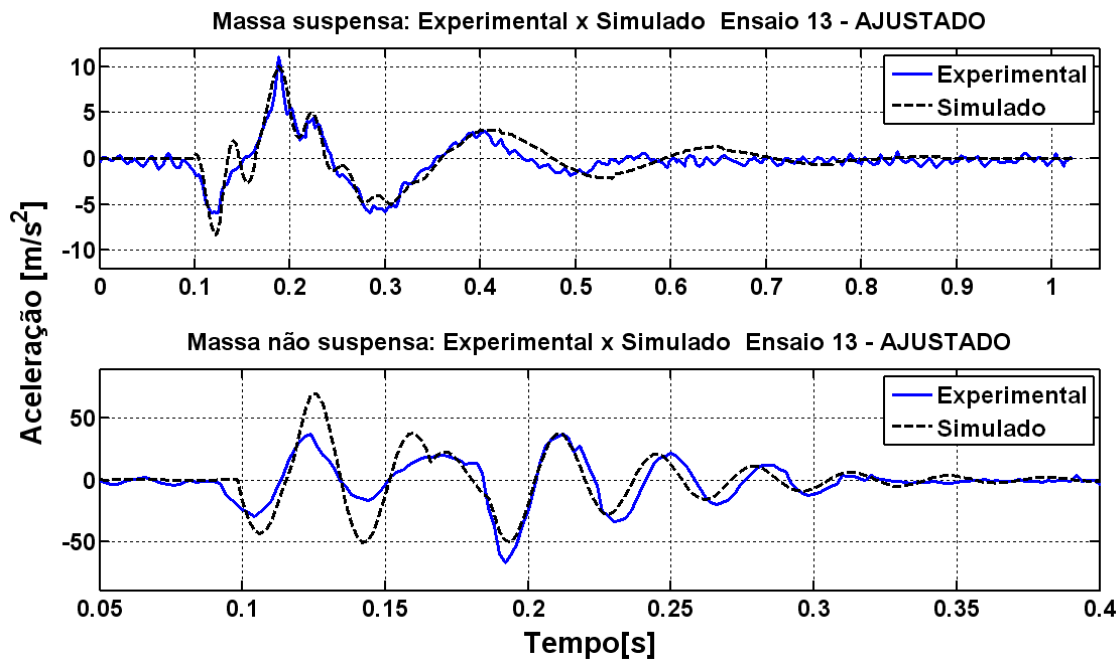


Figura 7.23 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 13.

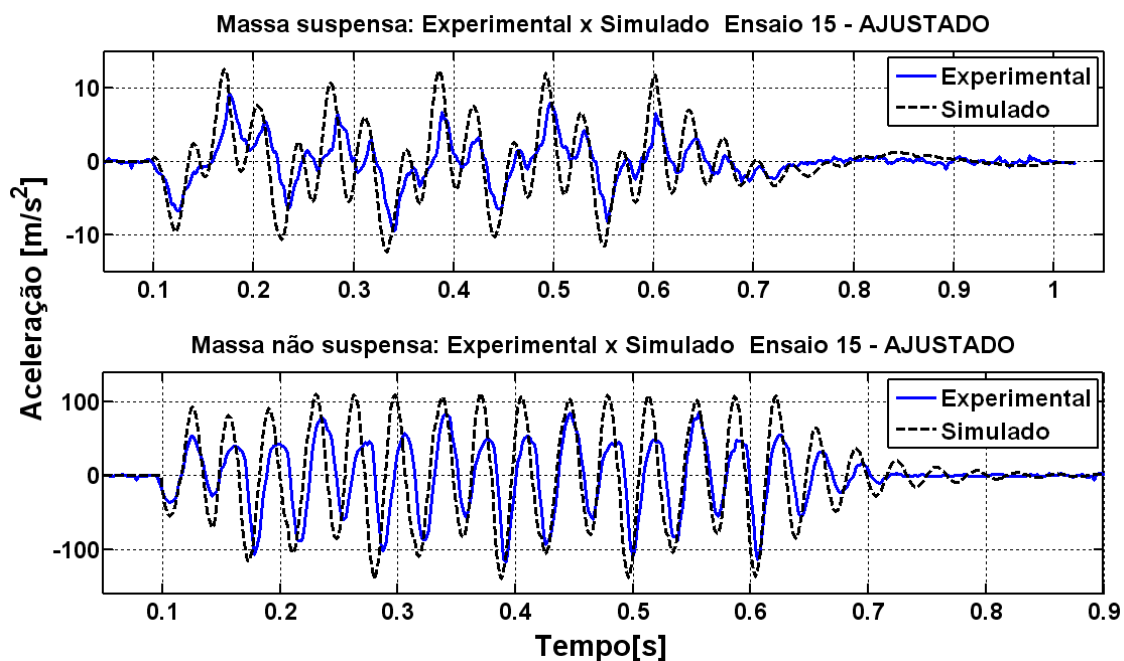


Figura 7.24 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 15.

No que diz respeito à robustez do modelo ajustado, ou seja, a sua capacidade de representar o comportamento real do protótipo em diversas condições de operação, foram observados uma série de aspectos com base nos resultados apresentados no anexo 1. Tais aspectos são:

- Nos ensaios 1, 2 e 3 com o pneu na pressão de 45 psi, e nos ensaios 9, 10 e 11 com o pneu em uma pressão de 36 psi (onde foi variada a velocidade de passagem do protótipo por um único obstáculo) foi observado que o modelo ajustado conseguiu representar qualitativamente de forma mais satisfatória os ensaios 1 e 9 em que as medições foram realizadas em uma velocidade mais baixa, de aproximadamente 1,94 m/s. Entre os ensaios 2 e 10, realizados à uma velocidade de 2,88 m/s e os ensaios 3 e 11 realizados à uma velocidade de 3,83 m/s, foi verificado que o modelo ajustado conseguiu ter melhor representatividade dos ensaios em velocidade mais alta.
- Com relação aos ensaios 4, 5 e 6, com pneu na pressão de 45 psi, e os ensaios 14, 15 e 16 com o pneu em uma pressão de 36 psi (onde foi variada a distância entre cinco obstáculos dispostos sucessivamente) foi verificado que o modelo conseguiu reproduzir qualitativamente de forma mais adequada os ensaios 4 e 14, onde os obstáculos estavam separados por uma distância de 100 mm, a menor comparada aos demais. O modelo teve a pior representatividade para os ensaios 6 e 16 onde os obstáculos estavam separados por uma distância de 200 mm, a maior nesta série de medições.
- Para os ensaios 7 e 8, realizados com o pneu em uma pressão de 45 psi, e os ensaios 12 e 13, realizados com o pneu em uma pressão de 36 psi (onde foi variado o ângulo de motagem do amortecedor) foi verificado que o modelo ajustado reproduziu resultados razoáveis.
- De um modo geral, ao comparar qualitativamente os resultados das simulações numéricas para os ensaios realizados com o pneu em uma pressão de 36 psi e de 45 psi, nota-se que o modelo ajustado para o pneu na pressão mais baixa reproduziu de forma mais eficaz o comportamento dinâmico do protótipo.

Finalizando este capítulo de apresentação e discussão de resultados cabe aqui uma breve discussão a respeito da diferença entre o comportamento do amortecedor do sistema real e o amortecedor do modelo computacional. No modelo computacional o amortecedor foi modelado como sendo do tipo viscoso, enquanto que o amortecedor real possui uma importante componente de atrito. Esta componente de atrito é atribuída à folga existente entre a haste do amortecedor e sua guia e entre o êmbolo e as paredes internas do cilindro. A diferença de comportamento, entre o amortecedor real e o modelado pode ser verificada realizando-se um ajuste dos pontos das amplitudes no domínio do tempo. No modelo computacional o decremento das amplitudes acontece de forma exponencial de acordo com o proposto pela teoria sobre amortecedores viscosos (Den Hartog, 1956), enquanto que

para o modelo real isto não é verificado. A comprovação deste fato pode ser observada na Fig.7.25.

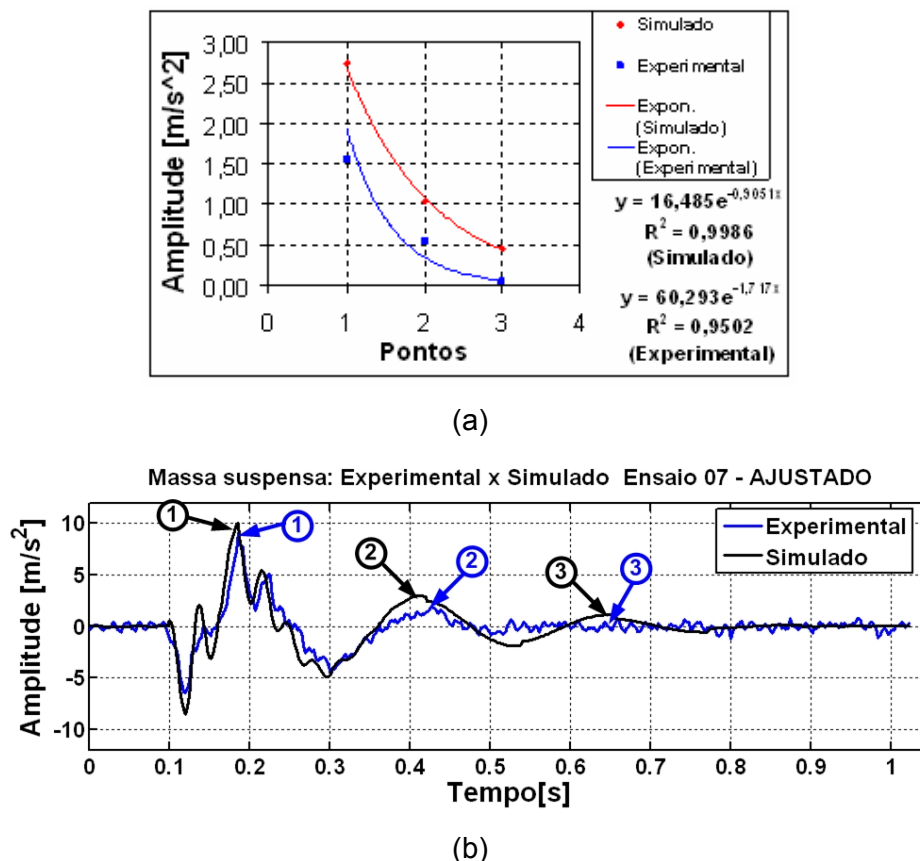


Figura 7.25 – Verificação do comportamento do amortecedor no ensaio experimental 07 e simulação.

Na Figura 7.25 (a) é mostrado o gráfico dos ajustes realizados para as amplitudes de vibração da massa suspensa medidas no ensaio experimental 07 e na simulação numérica deste ensaio. Estes pontos são mostrados nas Fig. 7.25 (b). Pode ser verificado na Fig. 7.25 (a) que o ajuste exponencial para o decaimento das amplitudes na curva da simulação apresenta um coeficiente de correlação R^2 de 0,9986, maior que o coeficiente de correlação de R^2 de 0,9502 obtido para a curva das amplitudes obtidas experimentalmente. Desta forma mostra-se que o comportamento do amortecedor real não se enquadra no modelo de amortecimento viscoso. Já o modelo computacional apresenta esta característica pois foi modelado como viscoso. Esta divergência de comportamento entre o amortecedor real e o modelado, pode ser considerada como um fator de grande contribuição na qualidade dos ajustes realizados, pois se têm um amortecedor viscoso virtual tentando desempenhar o papel de um amortecedor real, que tem um importante componente de atrito.

Finalizando este capítulo cabe a observação de que todos os resultados apresetados aqui para a validação do modelo computacional foram apresentados no domínio do tempo.

O processo de ajuste também foi realizado com os dados numéricos e experimentais obtidos no domínio do tempo. Porém os resultados apresentados no domínio da frequência podem ser vistos no anexo 1 deste trabalho.

No próximo capítulo serão apresentadas as conclusões não só com relação aos resultados apresentados nesta seção, mas também conclusões a respeito dos problemas e dificuldades encontradas nas etapas de projeto do protótipo e implementação deste na bancada experimental.

CAPÍTULO VIII

Concluiões e Sugestões para Trabalhos Futuros

8.1. Conclusões

Chegando ao fim deste trabalho algumas conclusões podem ser elaboradas não somente em relação aos resultados obtidos, mas também extraídas dos procedimentos de projeto do protótipo e de sua montagem na bancada. Aspectos relevantes associados aos problemas encontrados na etapa de modificação da bancada para receber o protótipo também são levantados aqui.

No que se refere às adaptações realizadas na bancada para comportar o protótipo, a primeira grande conclusão foi de que elas permitiram a realização dos ensaios experimentais com relativo sucesso. Porém, tais modificações não foram suficientes para deixar a realização dos ensaios do protótipo na bancada uma tarefa prática. Foram encontradas uma série de dificuldades durante a realização dos ensaios experimentais.

A primeira dificuldade encontrada foi o elevado atrito em função da pré-carga, presente no conjunto de patins e guias lineares responsáveis por conduzir o movimento de oscilação da massa suspensa na direção vertical. Quando o protótipo foi montado pela primeira vez na bancada, o atrito elevado nas guias e a pré-carga existente não permitiram que a massa suspensa do protótipo executasse qualquer tipo de movimento oscilatório na direção vertical. Este problema foi resolvido retirando-se uma carreira de esferas recirculantes presentes nos patins, responsáveis pelo movimento destes sobre a guia. Este procedimento reduziu de forma considerável o atrito e a pré-carga, permitindo a ocorrência do movimento oscilatório da massa suspensa. A realização desta modificação na montagem das guias sugere que para a ordem de grandeza da massa suspensa utilizada neste trabalho este conjunto de guia linear e patins não é o mais adequado.

Outro problema ocorrido durante a realização dos ensaios experimentais foi a grande dificuldade em se obter e manter o alinhamento da correia da bancada. Foram necessários trabalhosos e demorados procedimentos de posicionamento e alinhamento da correia durante os intervalos entre um ensaio e outro. A partir desta dificuldade pode-se concluir que o tipo de correia empregada na bancada não foi adequado. Utilizando esta correia será

inviável o estudo de propriedades laterais do pneu quando for implementado no protótipo o sistema de direção que permita o esterçamento da roda.

Com relação ao motor de 2 cv empregado para acionar a bancada este se mostrou limitado a realizar ensaios em velocidades abaixo de 3,87 m/s, mesmo com uma redução por correia de 2:1. Nesta velocidade máxima sugerida o motor apresentou considerável aquecimento depois de determinado tempo de uso. A sobrecarga no motor podia ser identificada a partir deste aquecimento excessivo e pela sua incapacidade de manter a velocidade de rotação constante. Em alguns casos mais dramáticos, o motor não foi capaz de fazer mover os cilindros da bancada, cessando desta forma o movimento da correia.

Esta limitação de desempenho do motor pode ser atribuída à elevada carga representada pela massa suspensa do protótipo, à necessidade de uma boa parcela da energia disponível para vencer a inércia dos cilindros da bancada, disponibilidade de energia para dobrar a correia na curvatura dos cilindros e ainda vencer o atrito entre a superfície inferior da correia e a chapa de suporte na estrutura da bancada.

Fazendo agora uma análise do projeto do protótipo pode – se chegar basicamente a duas conclusões. A primeira delas diz respeito ao valor da massa suspensa. O que pode-se concluir é que o valor utilizado no projeto foi elevado para a estrutura e equipamentos disponíveis na bancada. Se o projeto contemplasse um valor de massa suspensa menor que o que foi empregado, certamente os problemas de perda de desempenho do motor seriam eliminados ou minimizados. Partindo desta hipótese, também seria possível o estudo do comportamento dinâmico do protótipo em velocidades superiores às que foram testadas. Cabe lembrar que (conforme comentado em capítulo anterior) a escolha das propriedades do protótipo foram baseadas no uso do menor pneu que ainda guarda similaridade de operação com um pneu real (pneu de kart).

A segunda conclusão retirada a respeito do projeto do protótipo está relacionada ao comportamento em serviço do amortecedor empregado. Verifica-se que o amortecedor utilizado na suspensão do protótipo não apresenta o comportamento esperado para um amortecedor viscoso. Esta conclusão têm respaldo nos resultados apresentados na Fig. 7.25 do capítulo VII.

Em relação às etapas de construção, simulação, ajuste e novamente simulação do modelo, pode-se concluir que as ferramentas computacionais aplicadas cumpriram de forma eficaz seu papel. No software de CAD utilizado foi possível representar os modelos tridimensionais dos elementos constituintes do protótipo e ainda a obtenção de suas propriedades de massa e inércia, de forma prática e eficaz. Quanto ao software de simulação, o ADAMS[®], também permitiu obtenção de um modelo multi corpos do protótipo

de forma prática e com o necessário nível de detalhamento. O Matlab® também foi empregado com sucesso na construção dos gráficos para a apresentação dos resultados.

Quanto aos ensaios experimentais para caracterização dos componentes pneu e mola podem ser tomadas duas conclusões distintas. Em relação à mola, a metodologia de ensaio para obtenção de seu coeficiente de rigidez se mostrou adequada, tal como visto em outros trabalhos (Leal, 2007). Além disto esta conclusão foi reforçada ao se efetuar o cálculo desta propriedade através de uma equação teórica e chegar à um valor muito próximo do medido experimentalmente. Com relação ao pneu, a metodologia utilizada foi empregada com sucesso em outros trabalhos (Leal, 2007), mas não se mostrou tão eficaz para este caso. Esta conclusão é baseada no fato de que o modelo computacional do protótipo que obteve maior representatividade em diferentes condições de operação, foi aquele que considera linear a relação de força em função da deflexão do pneu, embora as curvas medidas experimentalmente indiquem uma relação não linear. Esta não linearidade presente pode ser atribuída ao fato de que a banda de rodagem do pneu durante a fase inicial do ensaio passa por um período de acomodação nos suportes posicionados entre os terminais da máquina de ensaio. Em trabalhos onde esta metodologia foi empregada com sucesso, este efeito também existe, porém em virtude das dimensões do pneu testado parece ser desprezível. No caso do pneu do protótipo, em virtude de suas dimensões reduzidas e ao fato de se tratar de um pneu de competição (alta aderência) o efeito de agarramento lateral do pneu aos suportes da máquina de ensaios durante a fase inicial da medição influenciou os resultados. A análise dos procedimentos de ajuste de modelo mostrou que para o pneu em rolamento (condição diferente daquela em que foi feita a medição da rigidez) a relação linear é a que reflete melhor o comportamento do pneu.

Os ensaios experimentais para avaliação do comportamento dinâmico vertical do protótipo mostraram-se adequados para o procedimento de ajuste do modelo. Tais ensaios foram reproduzidos de forma prática e rápida no programa de simulação.

De forma geral o modelo ajustado mostrou-se robusto, conseguindo prever o comportamento do protótipo satisfatoriamente em praticamente todas as situações em que este foi testado. No que diz respeito a submeter o protótipo à variações de velocidade ao passar por um obstáculo único, foi verificado que para a velocidade mais baixa e mais alta utilizadas nos ensaios o modelo ajustado teve maior representatividade. Para uma velocidade intermediária entre estas duas, o modelo ajustado não se mostrou tão representativo. Este fato inesperado indica a necessidade de investigar o que ocorre nesta faixa de velocidade ou proceder à repetição dos ensaios nestas condições para detectar se houve alguma falha de procedimento que prejudicou a qualidade dos resultados experimentais.

Nos ensaios onde foram utilizados mais de um obstáculo espaçados de uma determinada distância entre eles, foi verificado que o modelo ajustado representou melhor as situações em que esta distância era menor.

Em relação à instrumentação, pode-se concluir que os equipamentos e dispositivos utilizados desempenharam com sucesso a sua função.

A metodologia de ajuste de modelo empregada se mostrou válida. Os modelos ajustados representaram satisfatoriamente o protótipo real em grande parte das situações analisadas. As dificuldades encontradas para obter um modelo ajustado mais preciso e robusto podem ser associadas à dificuldade de caracterizar o amortecedor do protótipo bem como o atrito e a pré-carga existente nas guias lineares da bancada.

Por fim, antes de fazer sugestões para a continuidade deste trabalho, pode-se concluir que apesar das dificuldades encontradas ao longo de sua execução, ele proporcionou grande desenvolvimento técnico, científico, profissional e também pessoal às pessoas envolvidas.

8.2. Sugestões para Trabalhos Futuros

A seguir são feitas algumas sugestões para a continuidade deste trabalho.

- Substituição conjunto patins/guia linear por outro com menor atrito e menor pré-carga, de forma a oferecer menor resistência ao movimento vertical da massa suspensa do protótipo.
- Substituição da correia utilizada na bancada por outra mais adequada no que diz respeito a manter o seu alinhamento durante o funcionamento da bancada, proporcionar um menor coeficiente de atrito com a base metálica e consumir menos energia ao abraçar os cilindros de acionamento.
- Reavaliar a relação de similaridade do protótipo visando reduzir a massa suspensa com a finalidade de não sobrecarregar o motor que aciona a bancada.
- Construção de um conjunto mola/amortecedor específico para o protótipo. O amortecedor a ser construído deve ser do tipo viscoso. O conjunto deve ser projetado para possibilitar a implementação de dispositivos de controle ativos e semi - ativos.
- Realização de novos ensaios experimentais para investigar o efeito da velocidade de passagem do protótipo sobre os obstáculos em relação à qualidade do ajuste de modelo obtido.

- Construção de um sistema de direção que permita o esterçamento da roda a fim de investigar as propriedades laterais do pneu.
- Realização de ensaios para explorar outros recursos do protótipo, tais como: ajuste de camber, variação do comprimento dos braços da suspensão e do ângulo de convergência do conjunto roda pneu.

CAPÍTULO IX

Referências Bibliográficas

ADAMS, H. **Chassis Engineering**. N.Y: HP Books, 1993. 133 p. ISBN 1-55788-055-7.

AMBRÓSIO, J. A. C.; GONÇALVES, J. P. C. **Complex Flexible Multibody Systems with Application to Vehicles Dynamics**. Journal Multibody System Dynamics, v. 6, n. 2, p. 163 – 182, setembro. 2001.

BEER, F. P.; JOHNSTON JR, E. R. **Mecânica Vetorial para Engenheiros – Cinemática e Dinâmica**. 5° ed. São Paulo: Makron Books, MacGraw – Hill, 1991. 982p.

BLUNDELL, M. V.; HARTY D. **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Automotive Engineers, Inc, 2004. 516p. ISBN 0 – 7680 – 1496 –9.

BLUNDELL, M. V. **The Influence of Rubber Bush Compliance on Vehicle Suspension Movement**. Journal of Materials and Design, 19, p. 29 – 37, dezembro. 1997.

BORGES, J. A. F.; LEAL, M. F.; PINTO FILHO, R. R.; REZENDE, J. C. C. **Structure Design and Dynamic Analysis of Vehicle Using Metamodeling and Optimization Techniques**. In: 3° European Conference on Computational Mechanics, 2006, Lisboa.

CRAWFORD, J. **Finite Element Analysis of a NASCAR Winston Cup Stock Car**. In: SAE Motorsports Engineering Conference, Detroit MI, SAE Technical Papers, paper nº 942527, 1994.

DEN HARTOG, J. P. **Mechanical Vibrations**. 4th ed. MacGraw – Hill, 1956. 436p.

FICHERA, G.; LACAGNINA, M.; PETRONE, F. **Modelling of Torsion Beam Rear Suspension by Using Multibody Method**. Journal Multibody System Dynamics, v. 12, n. 4, p. 303 – 316, dezembro. 2004.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Automotive Engineers, Inc, 1992. 519p. ISBN 1 – 56091 – 199 –9.

HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2nd ed. Warrendale: Society Automotive Engineers, 2002. 663 p. ISBN 075651318.

LEAL, M. F. **Desenvolvimento de uma Metodologia Moderna de Projeto de Veículos Visando Fabricação em Pequena Escala**. 2007. 169 f. Tese de Doutorado – Universidade Federal de Uberlândia.

LEAL, M. F.; PINTO FILHO, R. R.; REZENDE, J. C. C.; BORGES, J. A. F. **Definição de Modelo Computacional de Veículo Envolvendo a Validação Experimental e Flexibilidade do Chassis**. In: CONEM 2004 - III Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2004, Belém. Anais do III CONEM. v. 1. 9p.

LEAL, M. F. **Otimização do Comportamento Dinâmico de Veículos Usando Superfície de Resposta**. 2001. 100 f. Dissertação de Mestrado – Universidade Federal de Uberlândia.

LONGHURST, C. J. http://www.carbibles.com/suspension_bible.html, acessado em 05/2004.

MAIA, N. M. M; MONTALVÃO E SILVA, J. M. **Modal Analysis and Testing**. Springer, 1999. 612 p. ISBN 978 – 0 – 7923 – 5894 – 7.

PINTO FILHO, R. R.; REZENDE, J. C. C.; LEAL, M. F.; BORGES, J. A. F. **Automotive Frame Optimization**. In: XII Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade, 2003, São Paulo. SAE Technical Papers. paper nº 2003 – 01 – 3702.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society Automotive Engineers, Inc, 1995. 918p. ISBN 1 – 56091 – 526 – 3.

RADE, D. A. **Apostila de Dinâmica**. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2000.

RAHNEJAT, H. **Multibody Dynamics – Vehicles, Machines and Mechanisms**. Warrendale: Society Automotive Engineers, Inc, 1998. 355p. ISBN 0 – 7680 – 0269 –9.

REIMPELL, J; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis – Engineering Principles**. 2nd ed. Jordan Hill: Butterworth-Heinemann, 2001. 444p. ISBN 0 – 7506 – 5054 – 0.

RILL, G.; ZAMPIERI, D. E. **Improvement of Ride Comfort and Ride Safety by Using Nonlinear Spring and Damped Elements**. In: Proceedings of the 7th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics, 1997, Angra dos Reis, RJ, Brasil. Anais do 7th DINAME p. 220-222.

ROSA, L. A. A. **Estudo do Comportamento Dinâmico de uma Colhedora de Cana Usando a Técnica dos Multicorpos e Otimização**. 2003. 117 f. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia.

SANTOS, I. F.; **Cinemática e Dinâmica de Sistemas Mecânicos – Modelagem – Simulação – Visualização – Verificação**. 3^o. ed. Campinas: UNICAMP 1997.

SPENCER JR. B. F.; DYKE S. J.; SAIN, M. K.; CARLSON, J. D. **Phenomenological Model of a Magnetorheological Damper**. Journal of Engineering Mechanics. V 123, n. 3, p. 230 – 238, março 1997.

STEVENS, G. B.; PETERSON, D. M.; EICHHORN, U. **Optimization of Vehicle Dynamics through Statistically-Designed Experiments on Analytical Vehicle Models**. In: 12th European ADAMS User's Conference, 1997.

SUBRAMANYAM, V.; MONKABA, V.; ALEXANDER, T. **Visteon's Approach to All-Wheel Drive Vehicle Dynamics Model Simulation and Correlation**. In: International ADAMS User's Conference, 2000.

VANDERPLAATS, G. N. **Numerical Optimization Techniques For Engineering Design**. 2^o ed. Vanderplaats Research and Development, 1998. 333 p.

VAN VLACK, L. H. **Princípios de Ciências dos Materiais**. São Paulo: Edgar Blücher, 1970. 427p.

VOLKSWAGEN DO BRASIL, **Fundamentos de Tecnologia Automobilística**. São Paulo, 1998. 106p.

ANEXO I

Resultados

Neste anexo são listados todos os gráficos contendo a comparação entre os resultados experimentais e os obtidos via simulação numérica. No primeiro item deste anexo são mostrados os resultados no domínio do tempo e no segundo item os resultados no domínio da frequência. Os resultados apresentados aqui para as simulações foram obtidos após o ajuste de modelo realizado seguindo a estratégia 02 de ajuste descrita previamente no capítulo 7.

I.1 Resultados experimentais x simulação numérica no domínio do tempo.

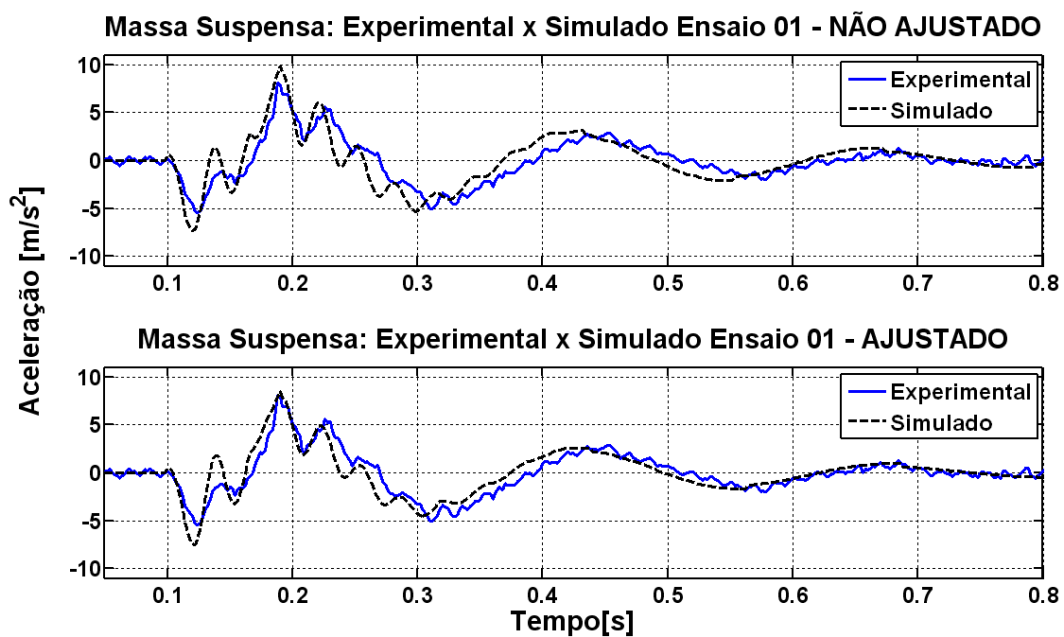


Figura I.1 – Resultado massa suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

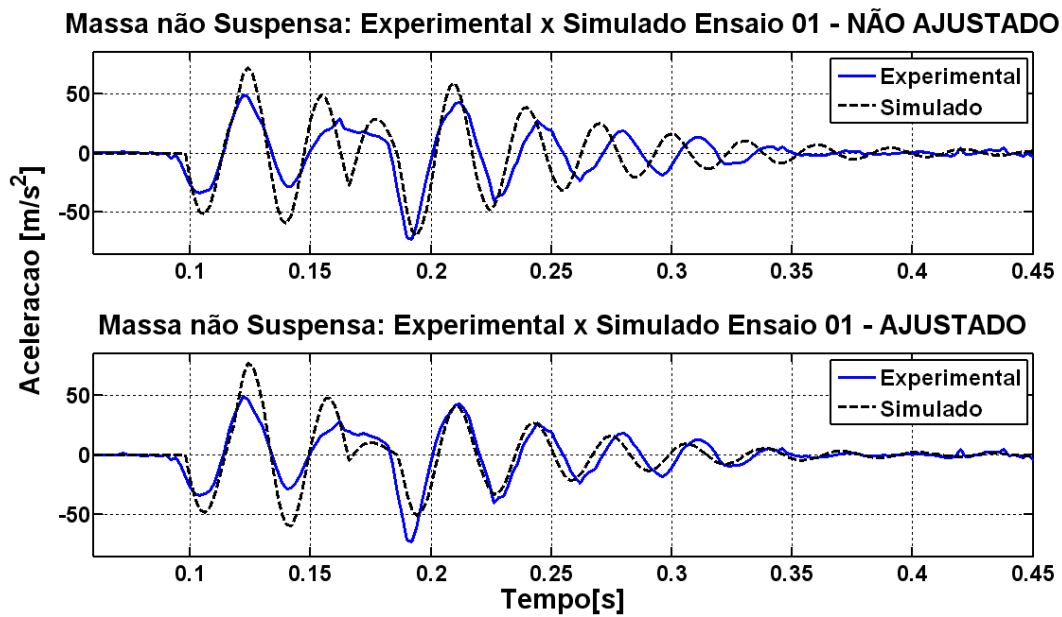


Figura I.2 – Resultado massa não suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

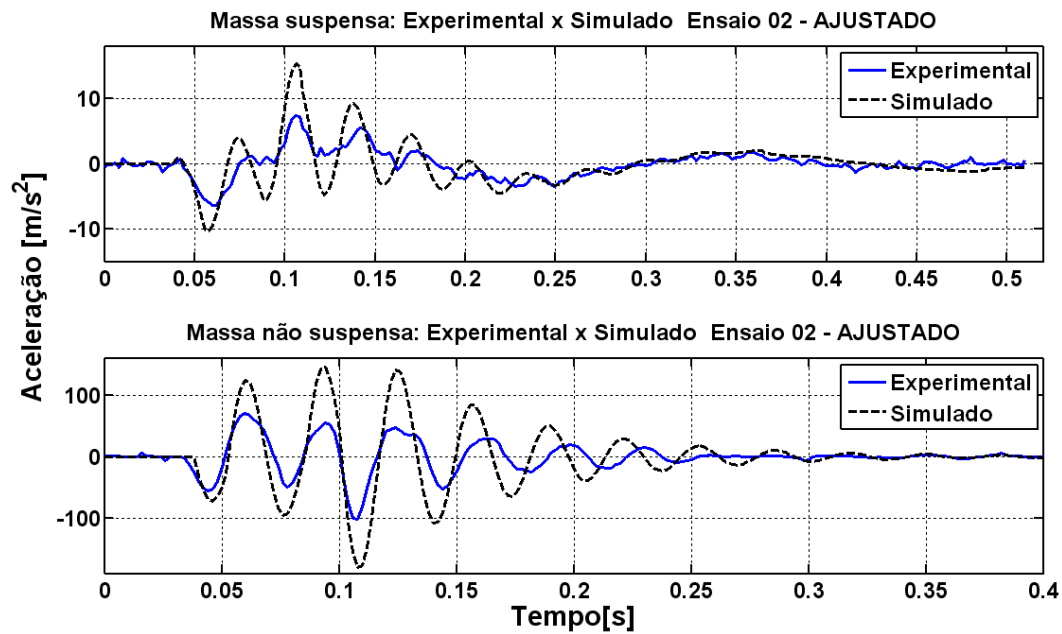


Figura I.3 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 02.

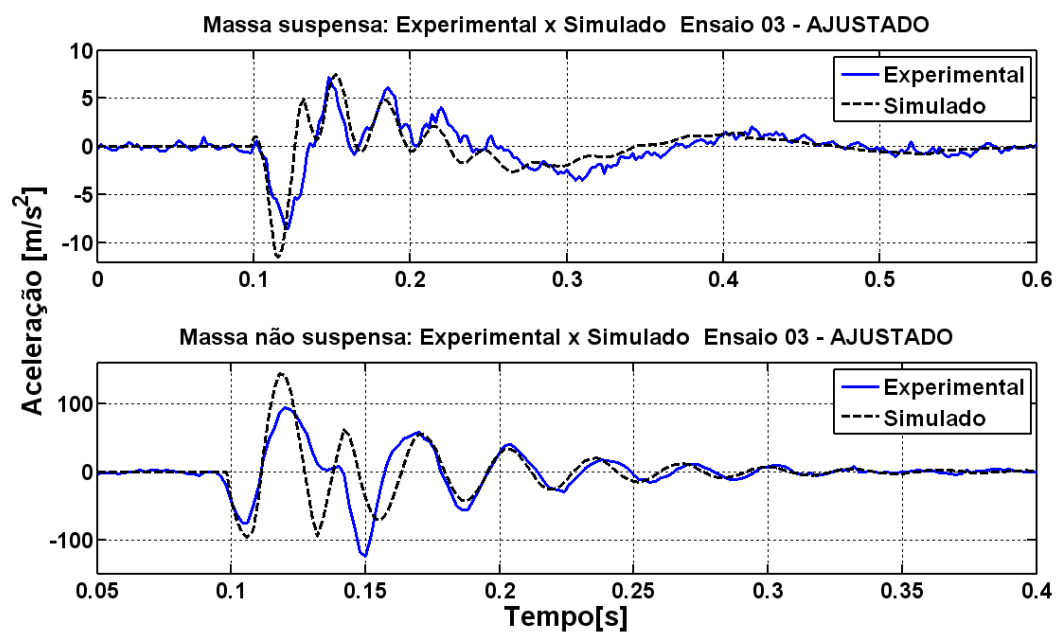


Figura I.4 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 03.

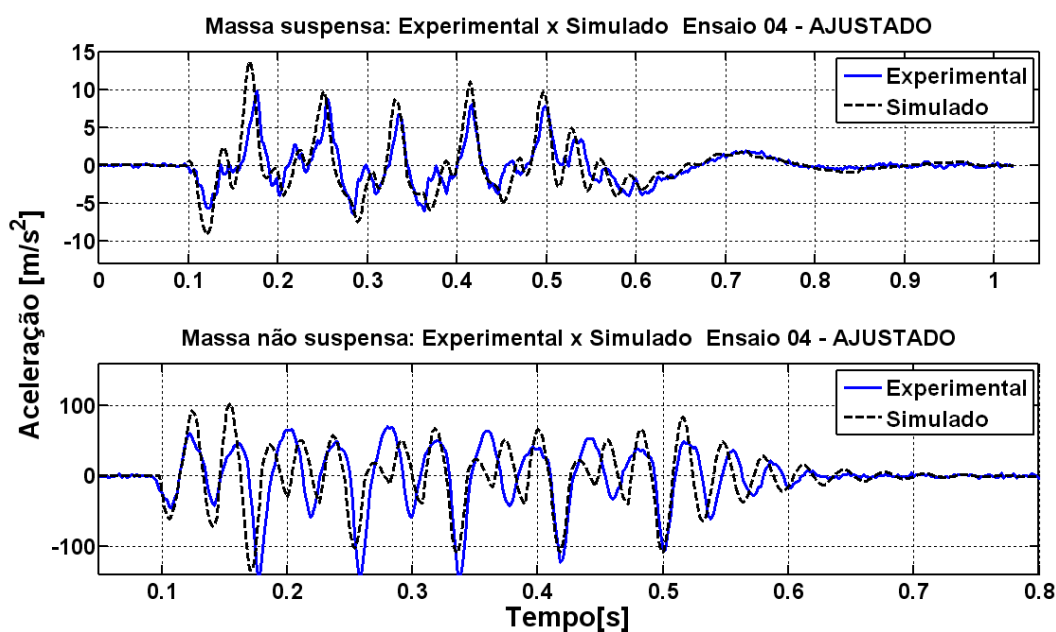


Figura I.5 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 04.

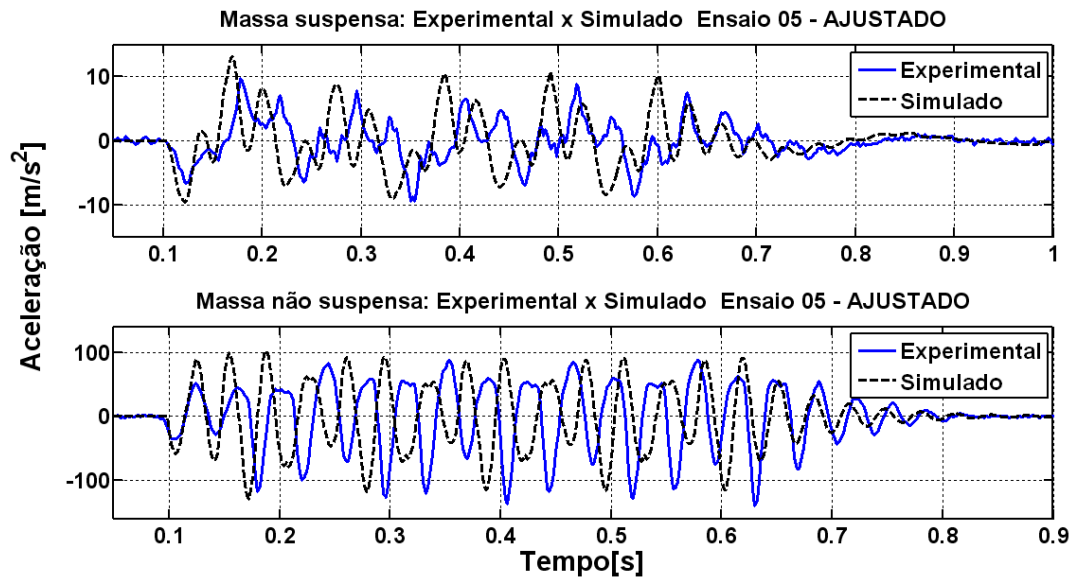


Figura I.6 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 05.

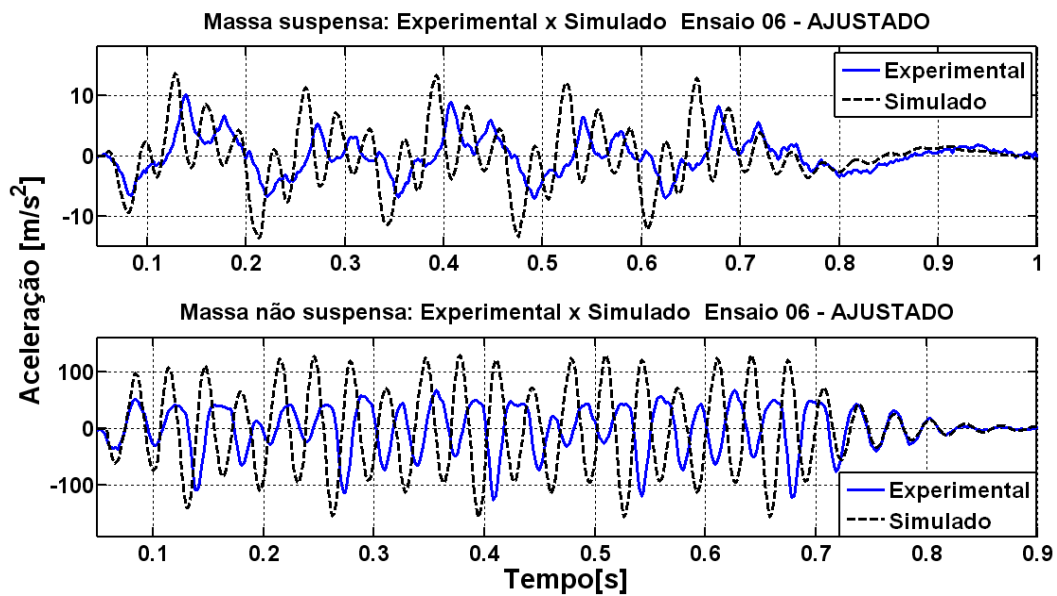


Figura I.7 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 06.

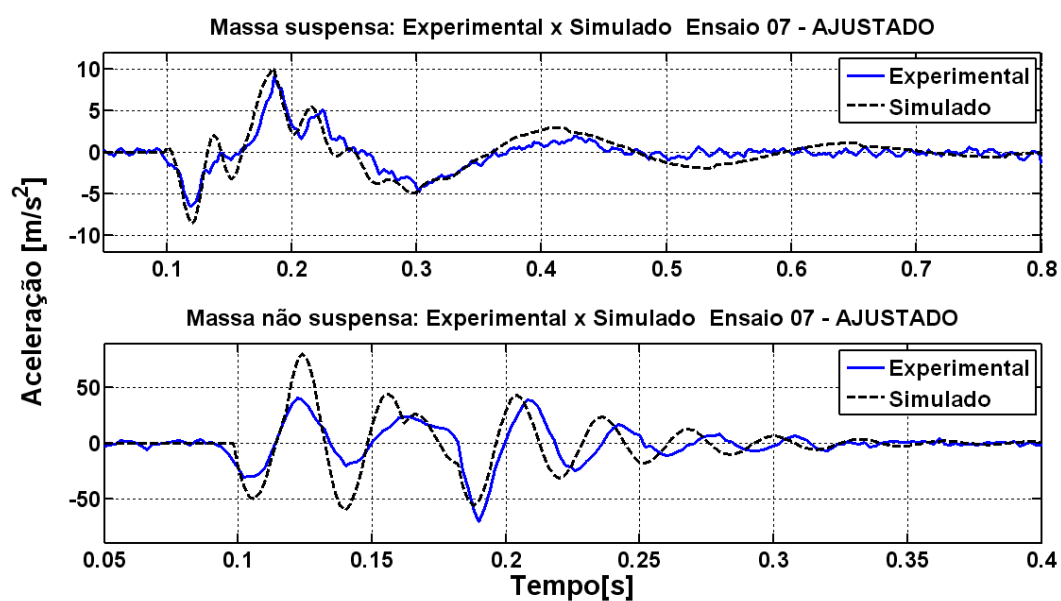


Figura I.8 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 07.

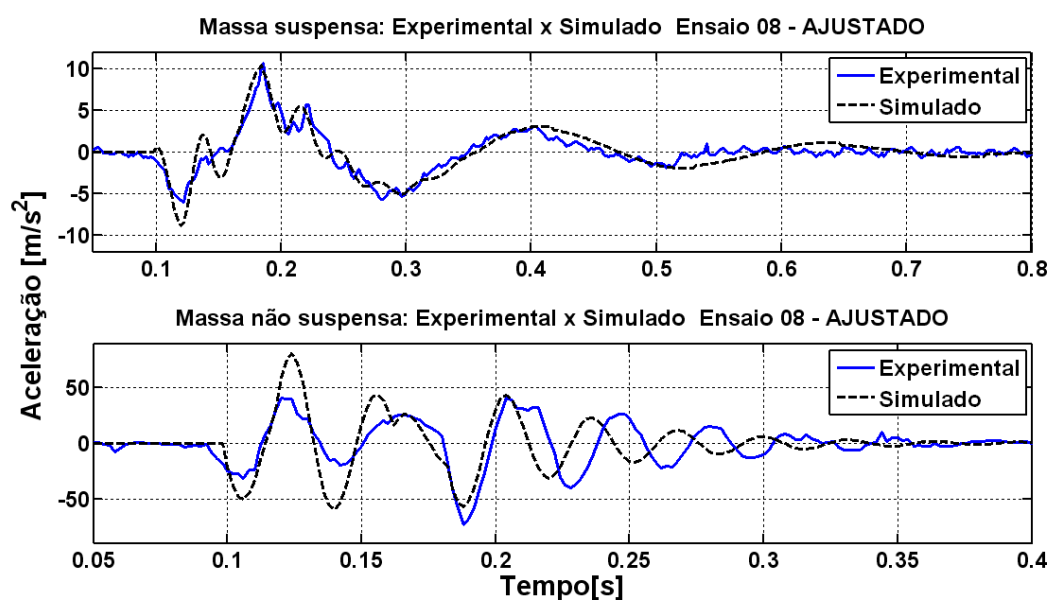


Figura I.9 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 08.

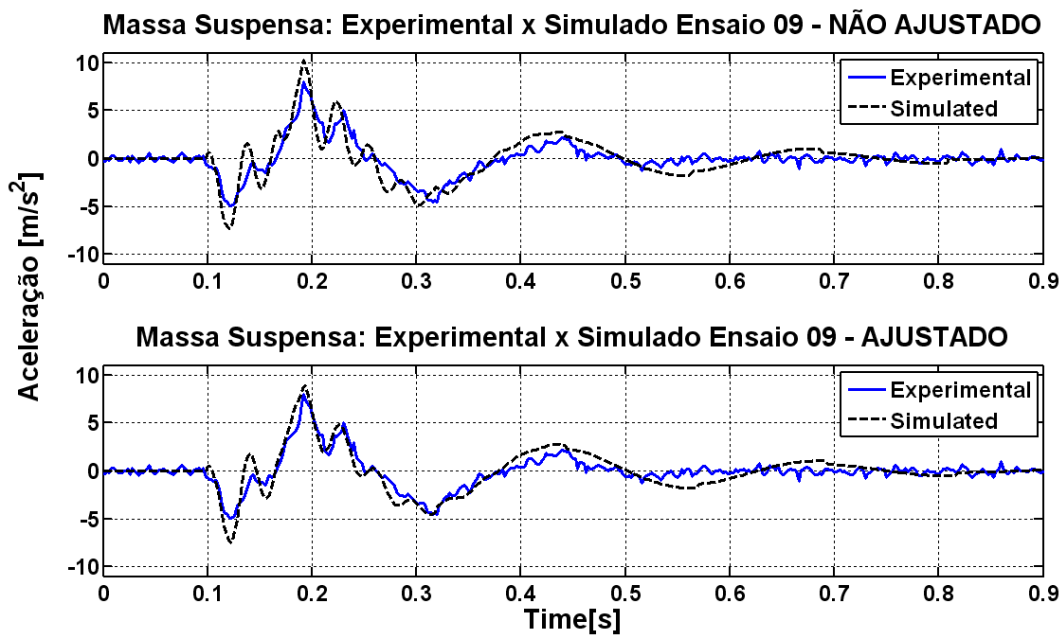


Figura I.10 – Resultado massa suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 09.

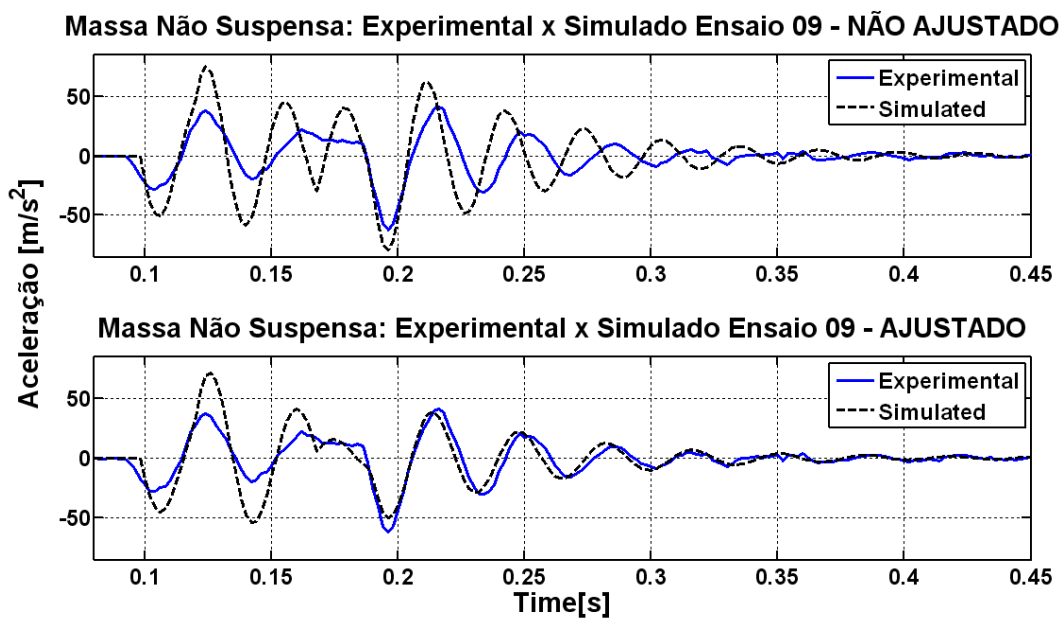


Figura I.11 – Resultado massa não suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 09.

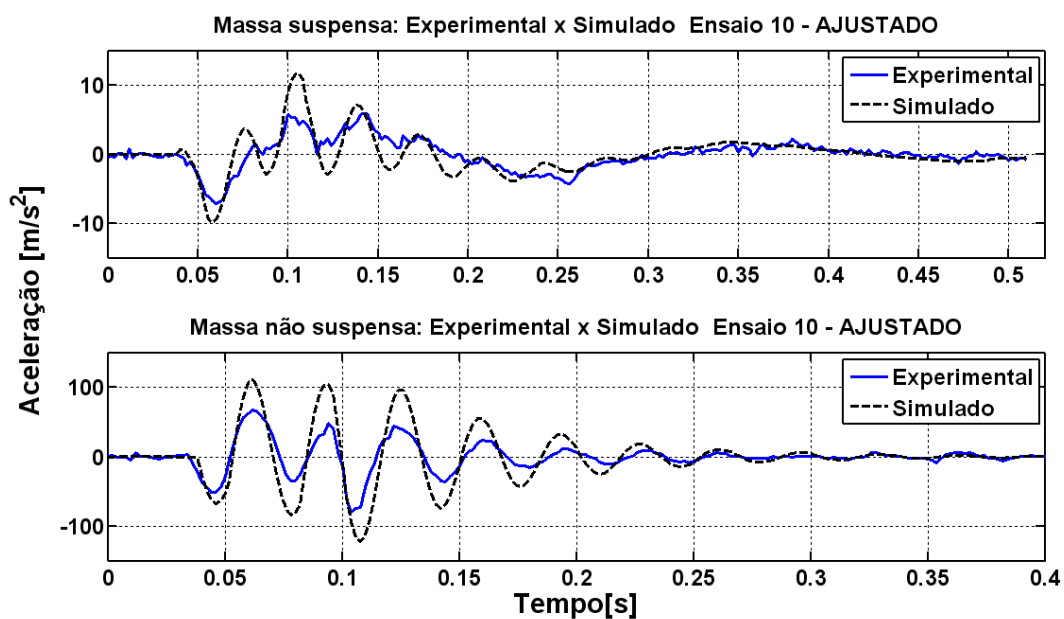


Figura I.12 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 10.

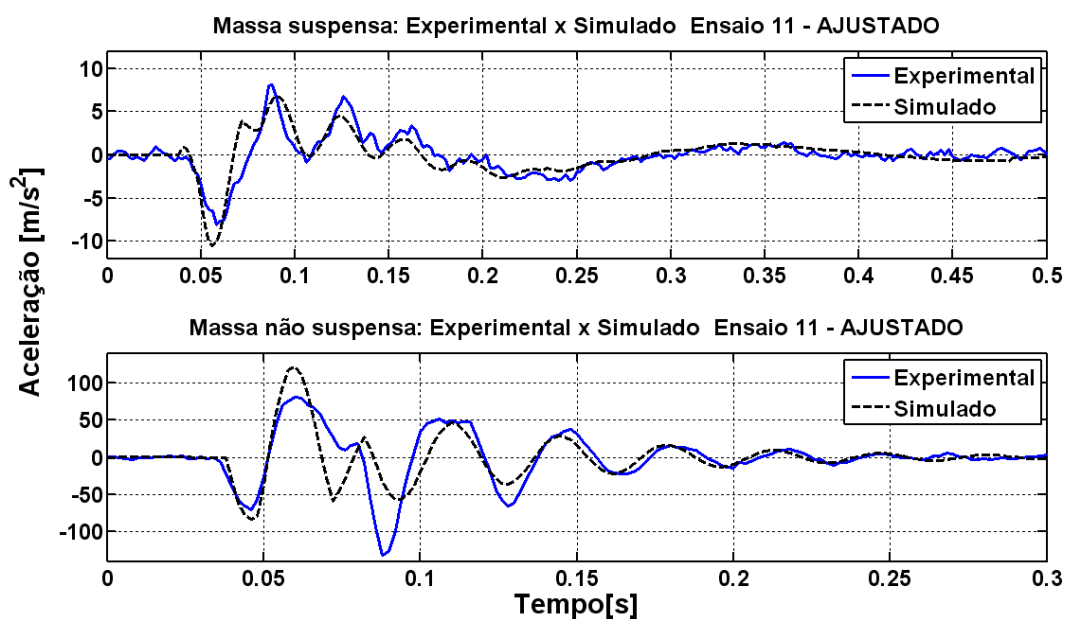


Figura I.13 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 11.

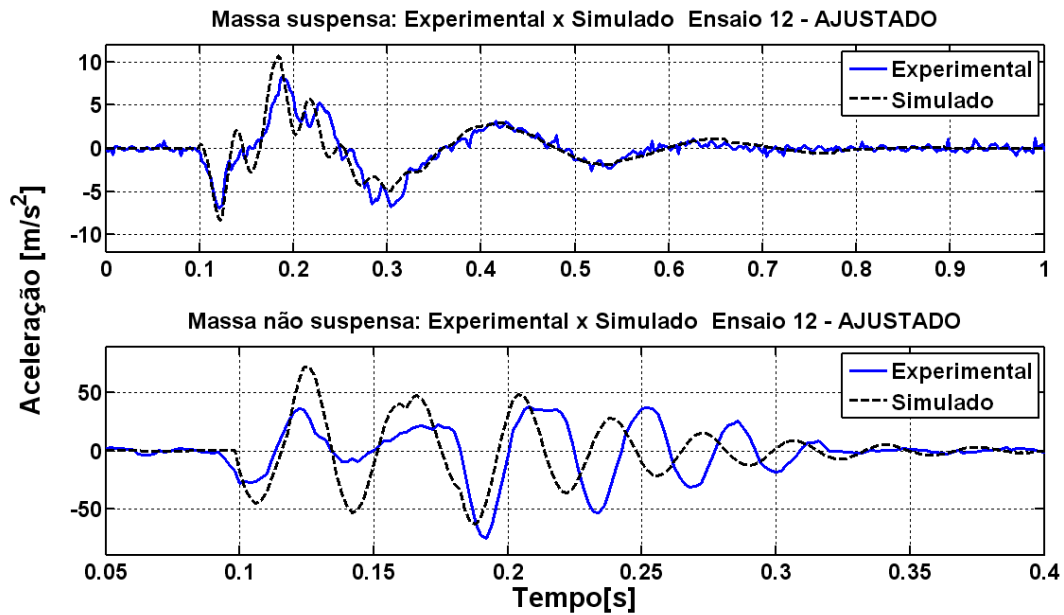


Figura I.14 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 12.

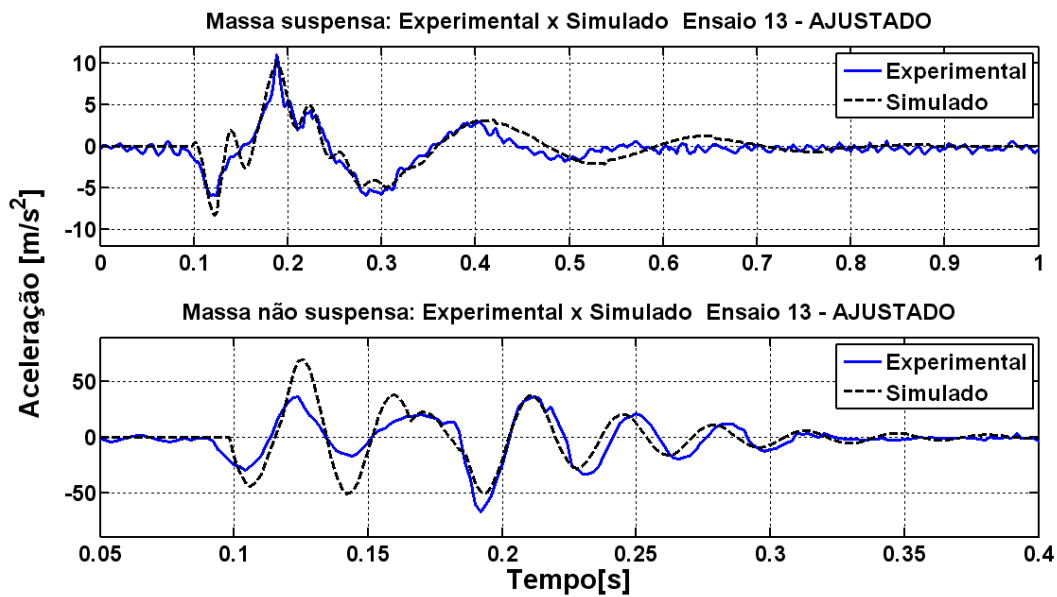


Figura I.15 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 13.

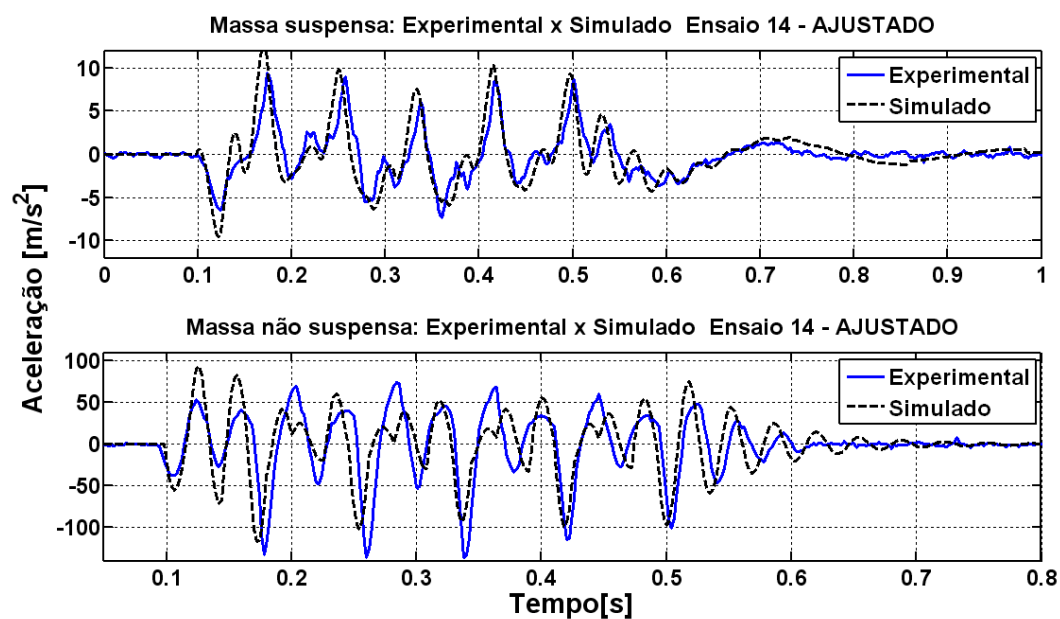


Figura I.16 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 14.

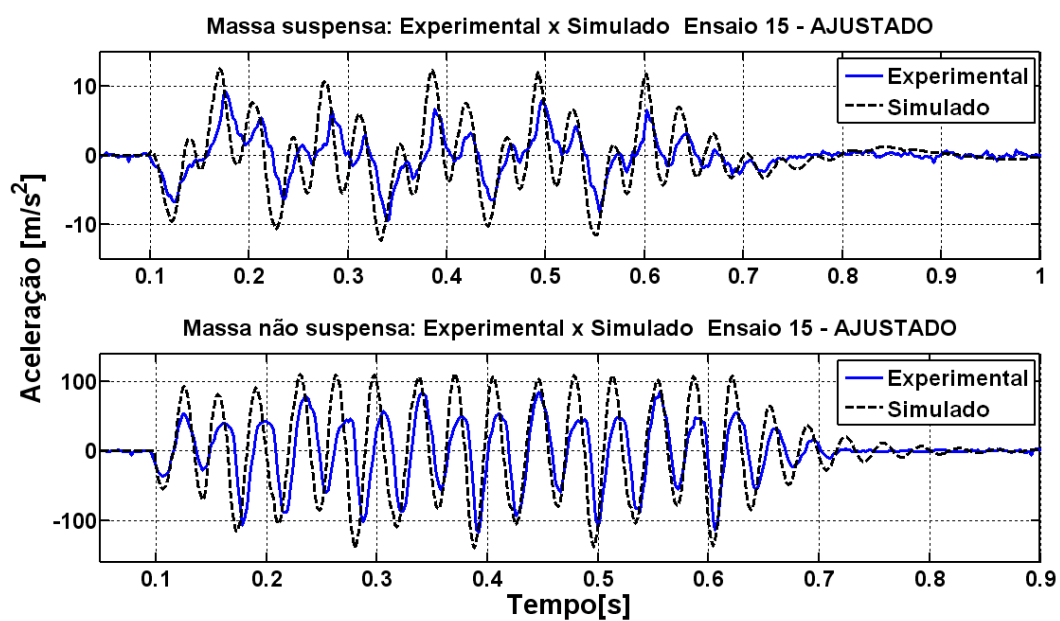


Figura I.17 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 15.

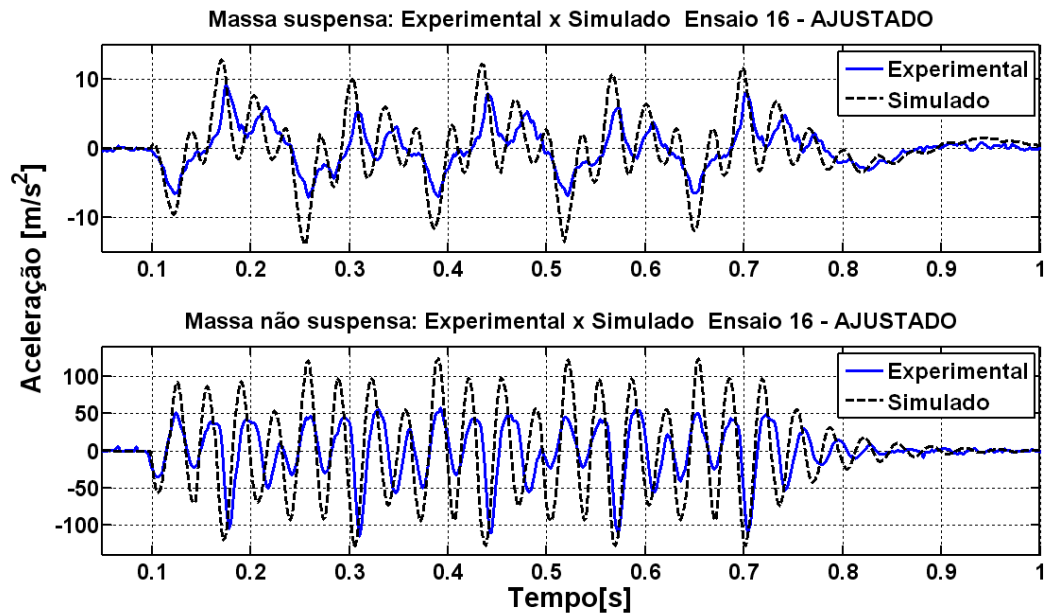


Figura I.18 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 16.

I.2 Resultados experimentais x simulação numérica no domínio da frequência.

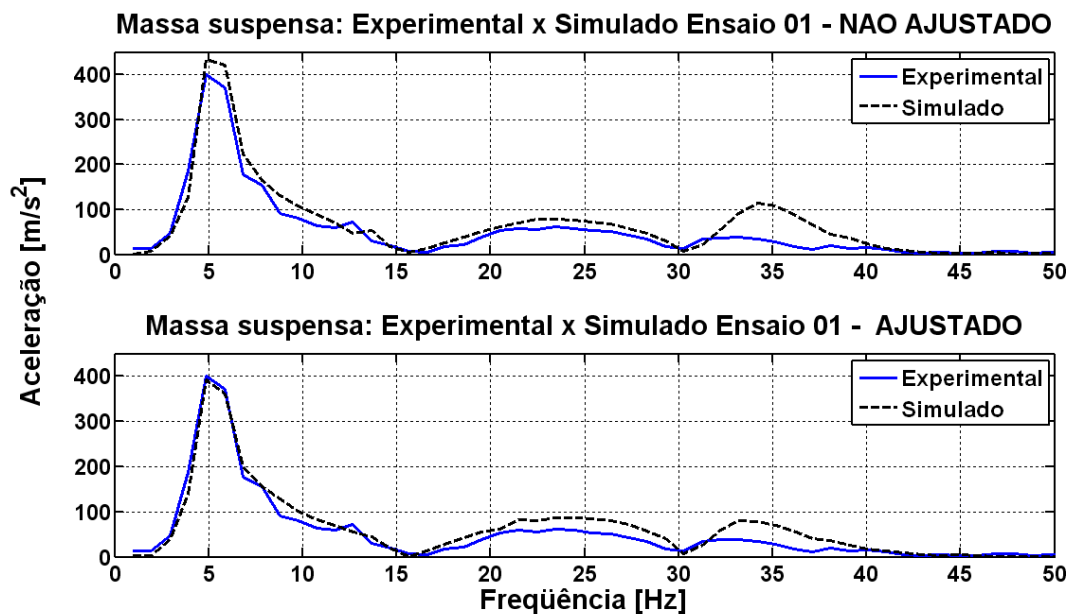


Figura I.19 – Resultado massa suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

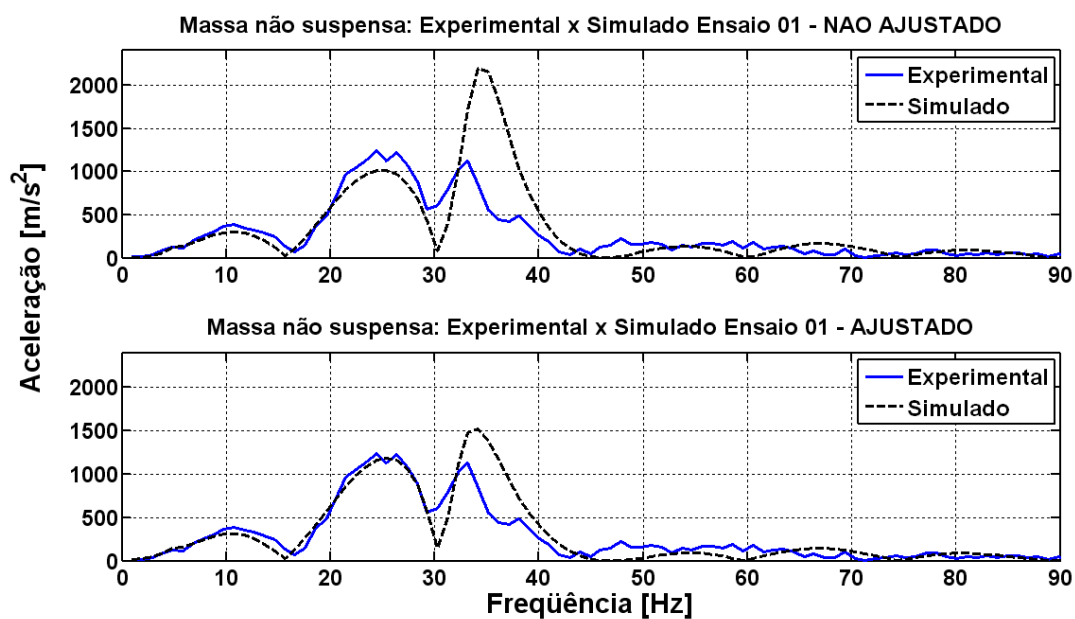


Figura I.20 – Resultado massa não suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 01.

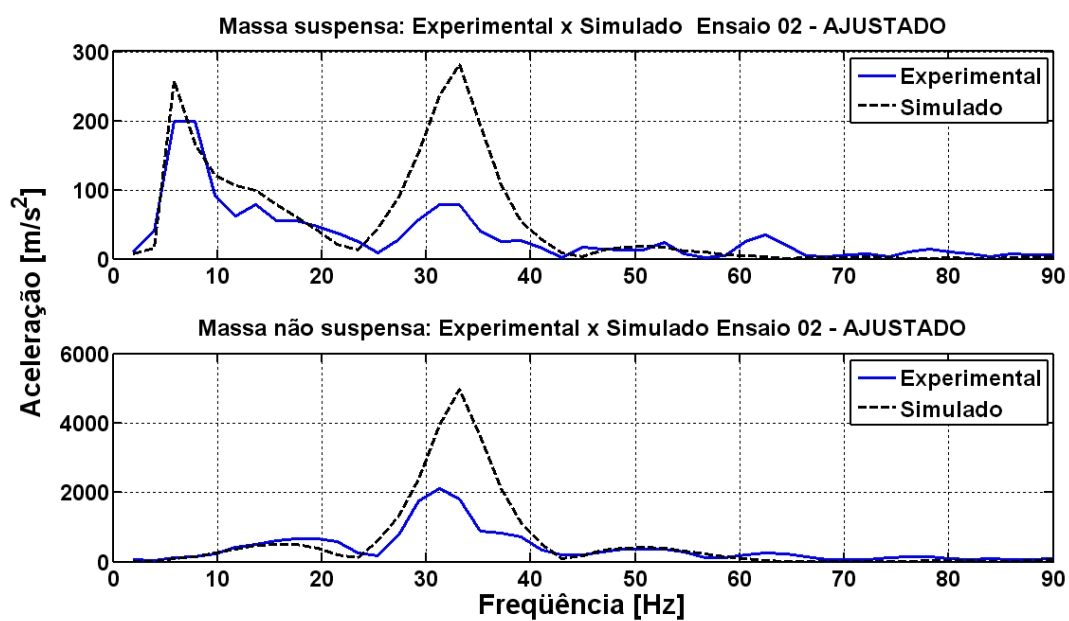


Figura I.21 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 02.

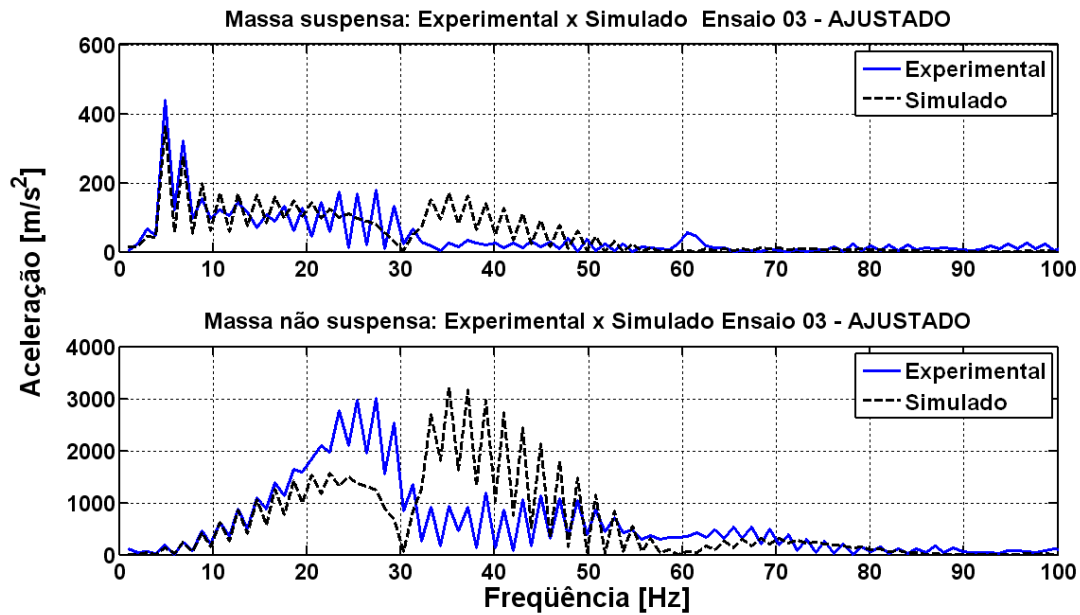


Figura I.22 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 03.

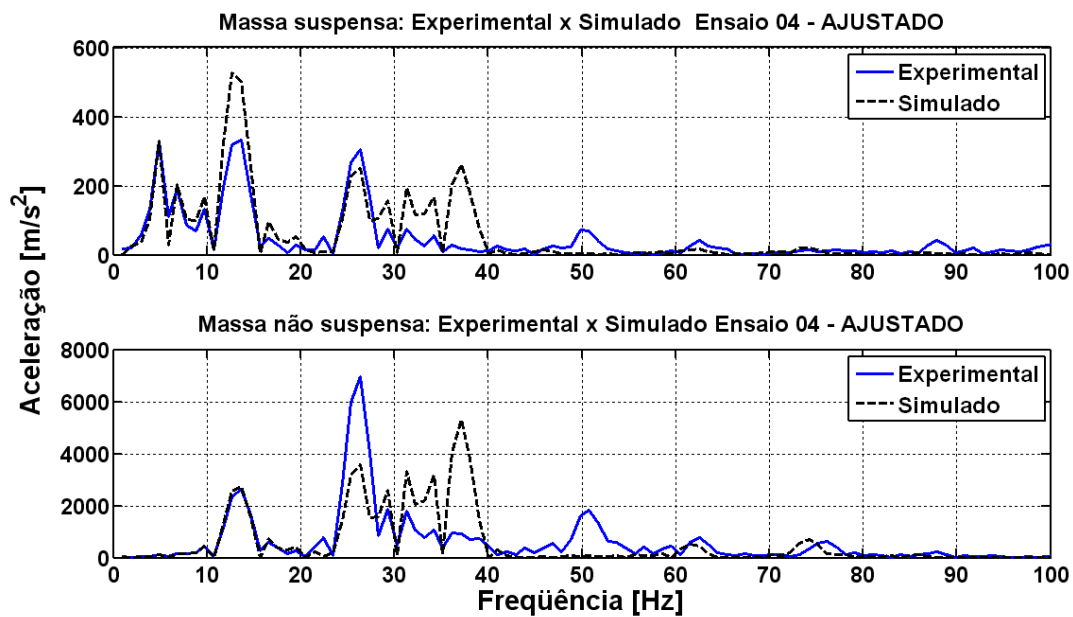


Figura I.23 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 04.

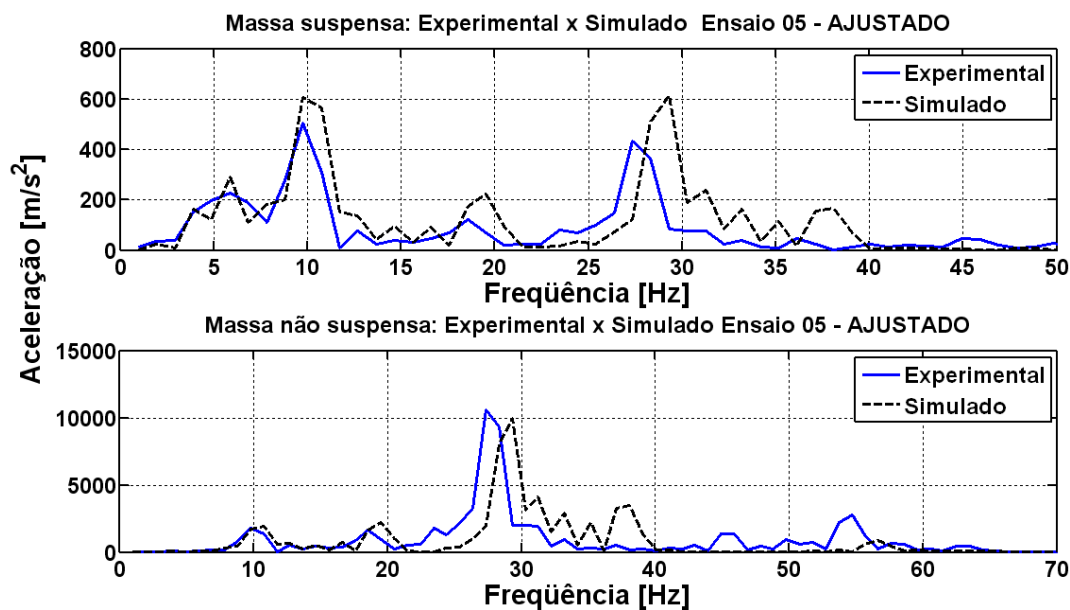


Figura I.24 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 05.

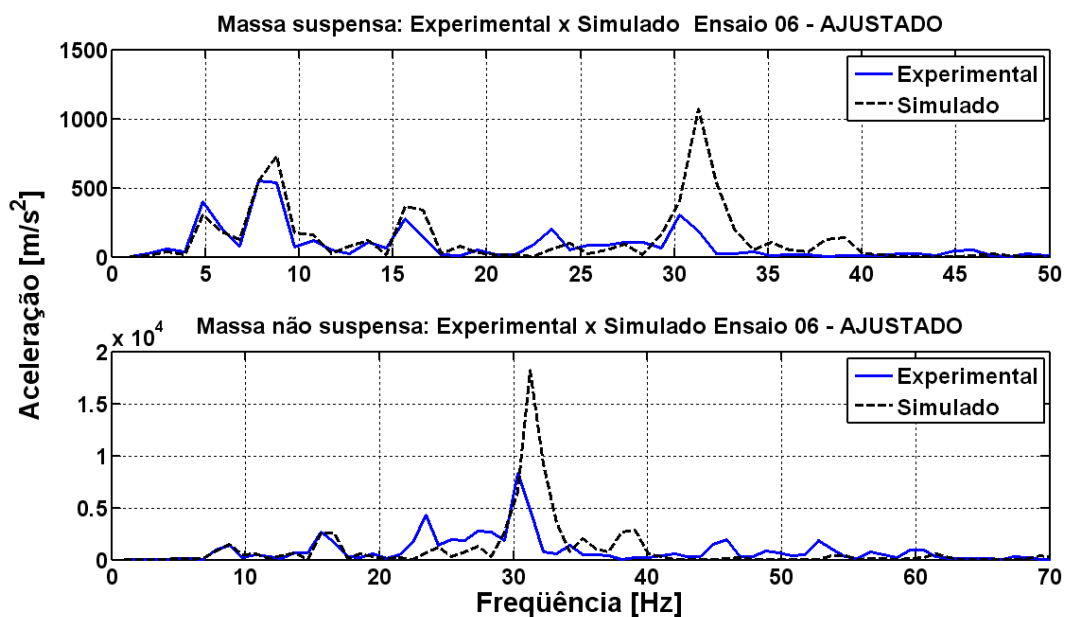


Figura I.25 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 06.

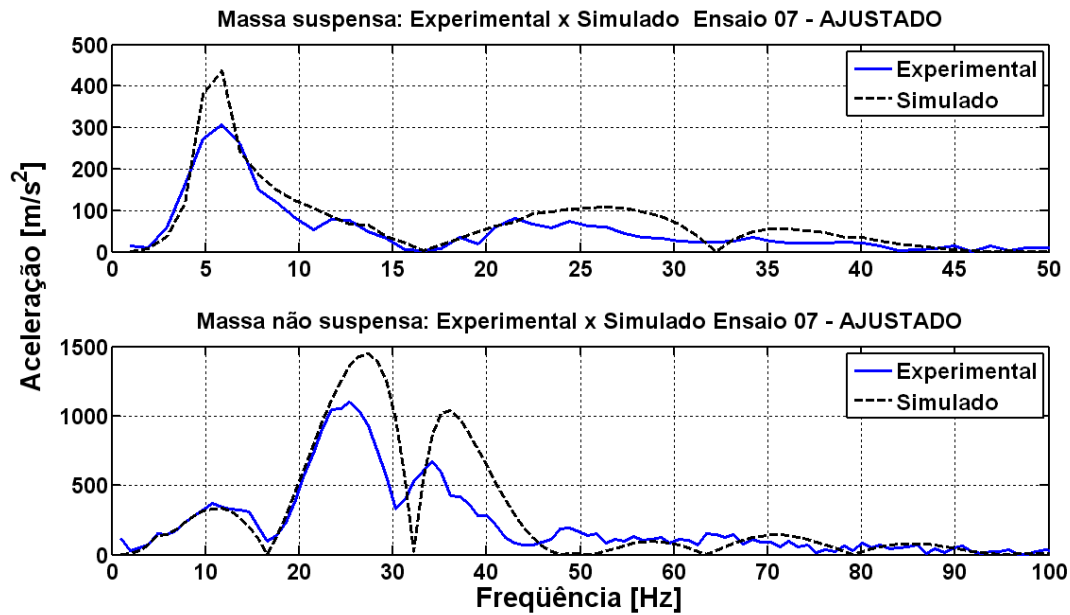


Figura I.26 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 07.

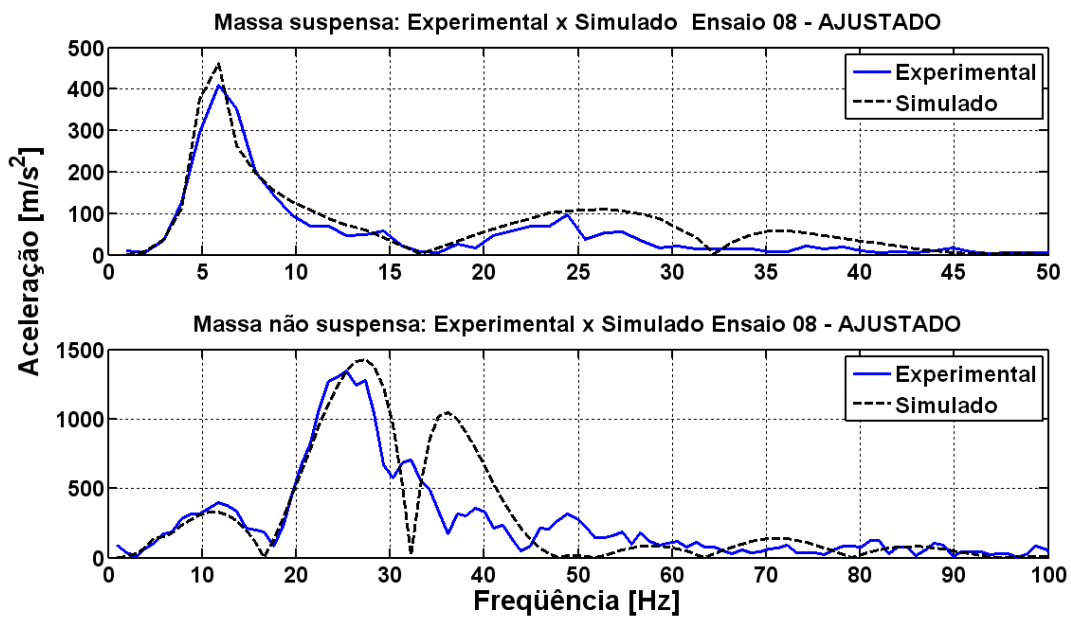


Figura I.27 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 08.

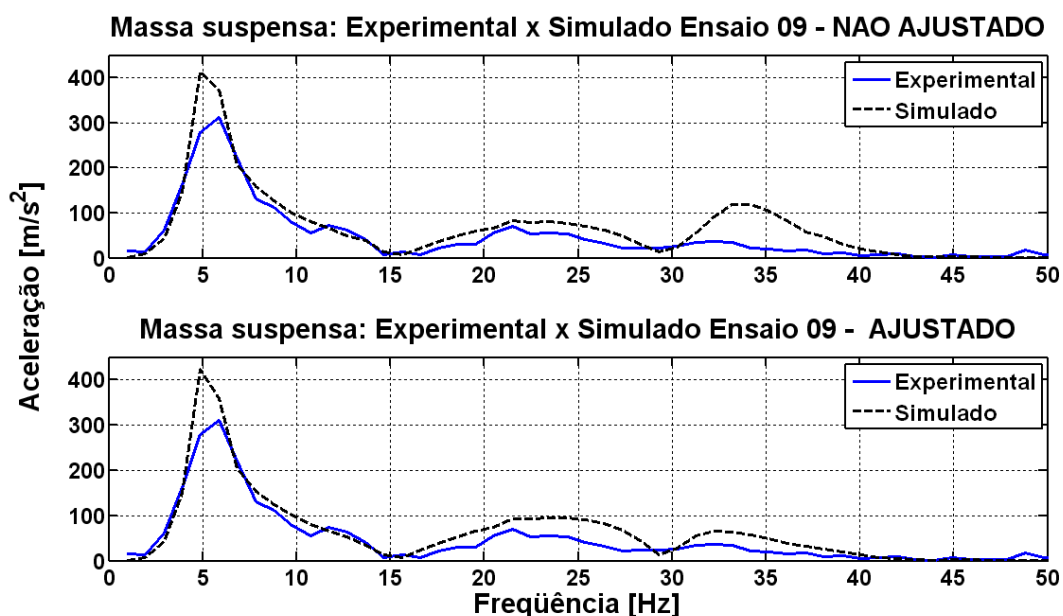


Figura I.28 – Resultado massa suspensa experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 09.

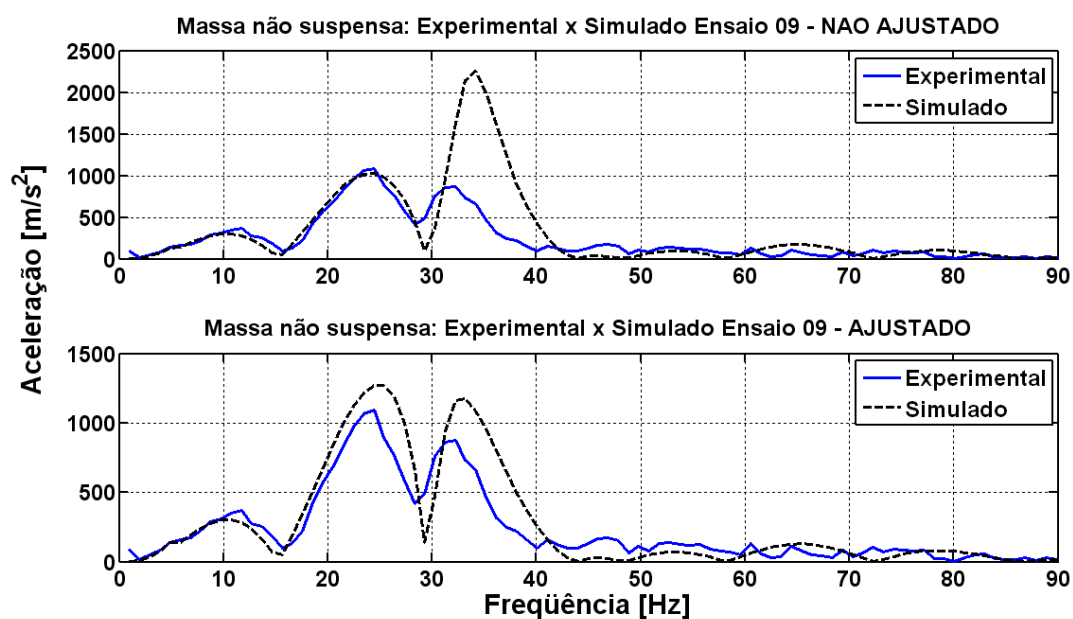


Figura I.29 – Resultado massa não suspensa experimental x simulação ensaio 09.

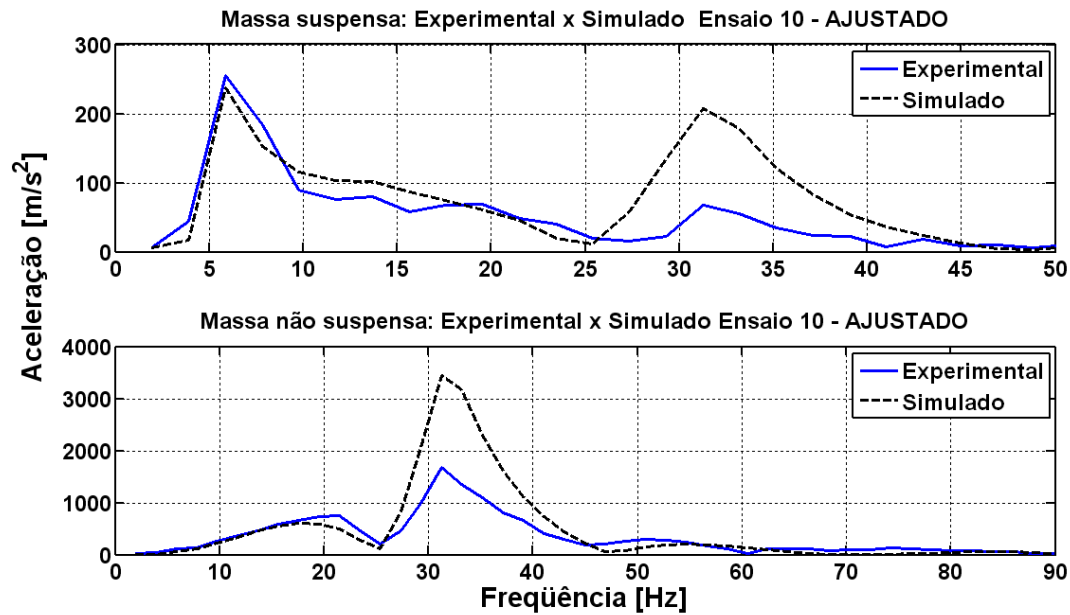


Figura I.30 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 10.

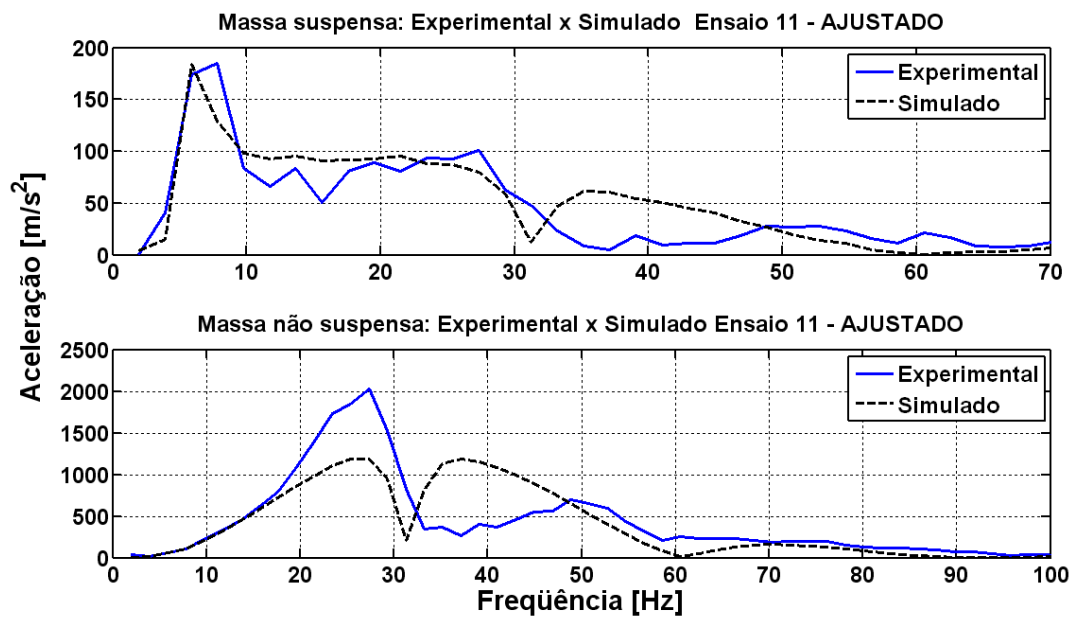


Figura I.31 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 11.

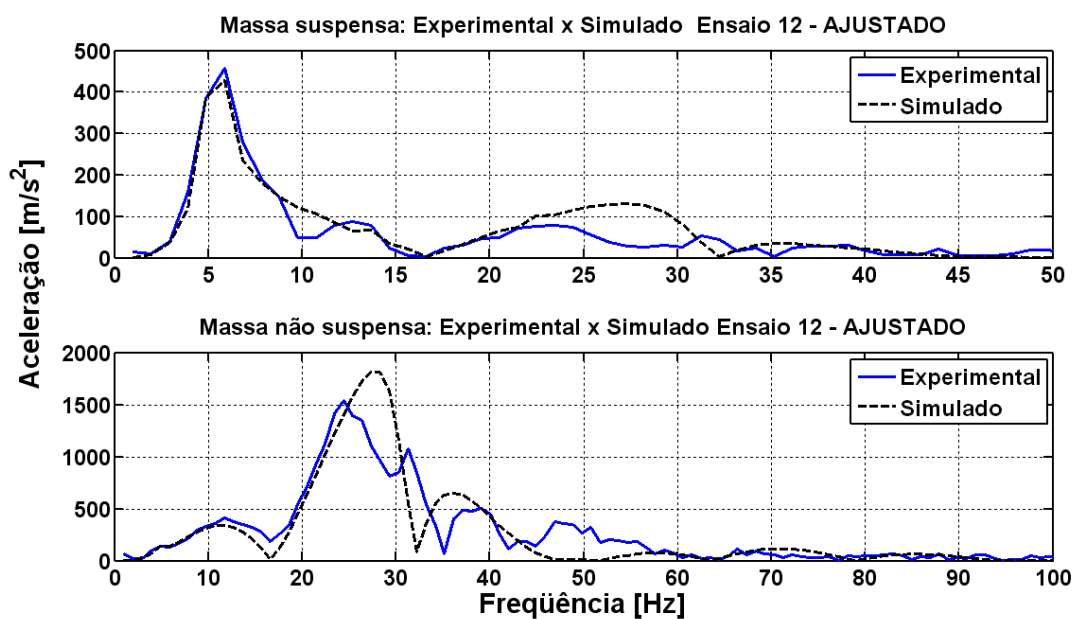


Figura I.32 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 12.

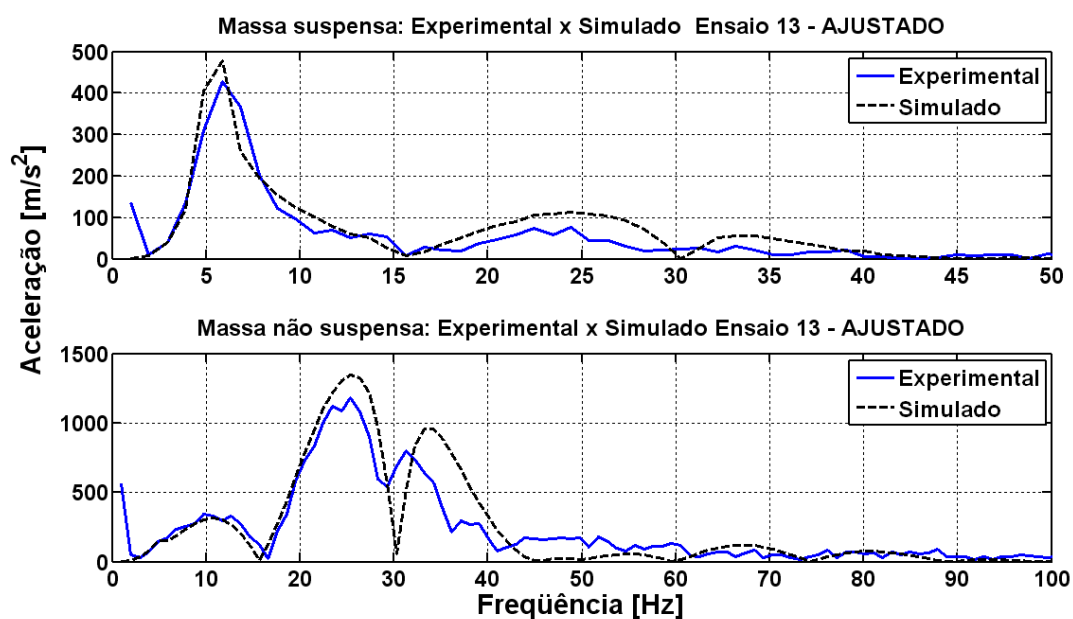


Figura I.33 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 13.

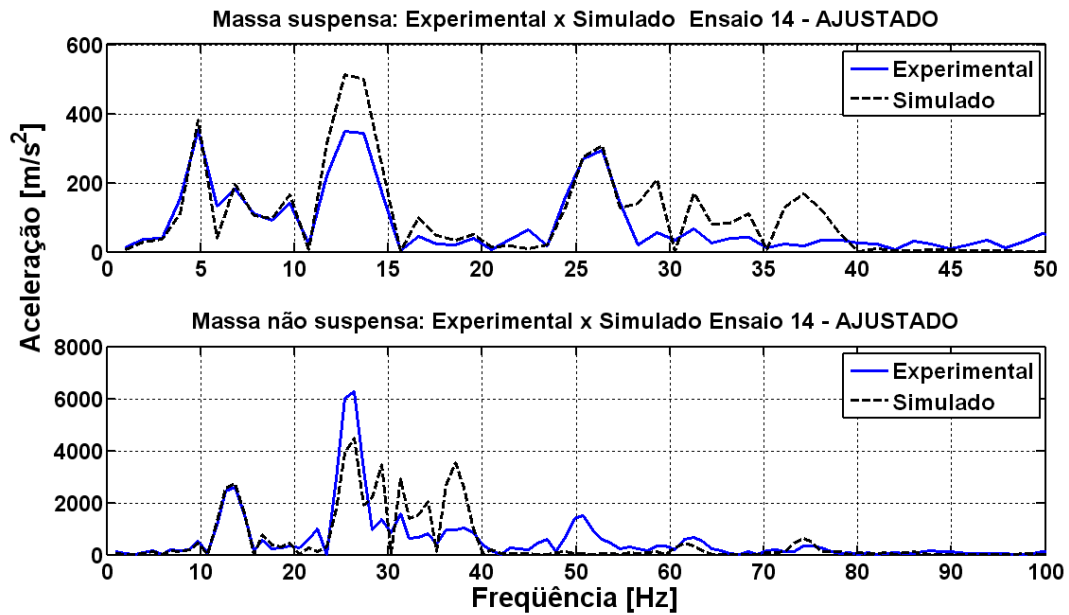


Figura I.34 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 14.

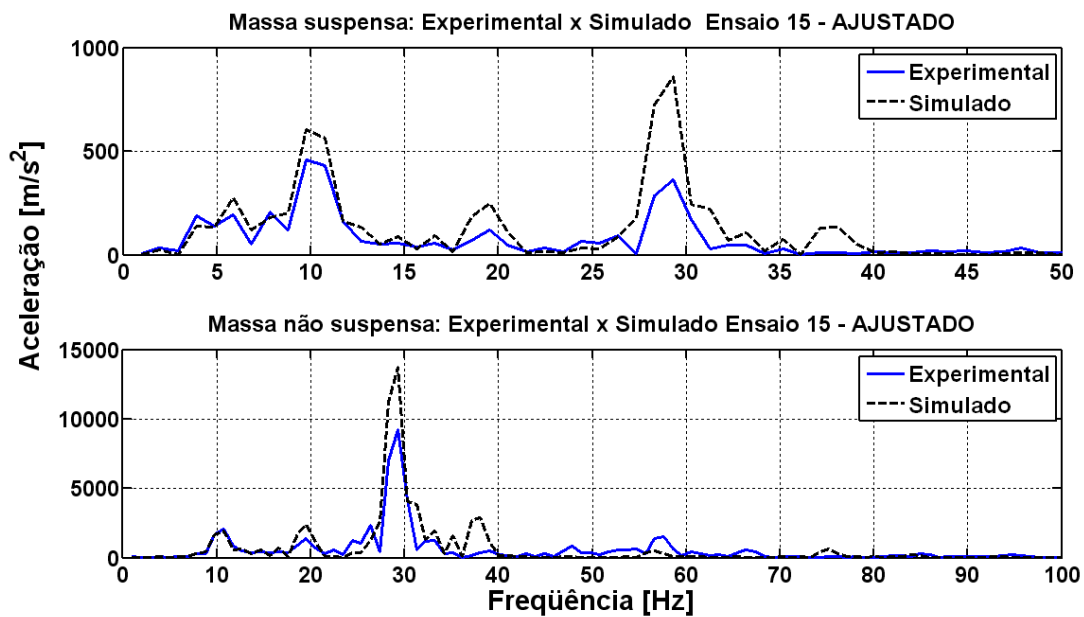


Figura I.35 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 15.

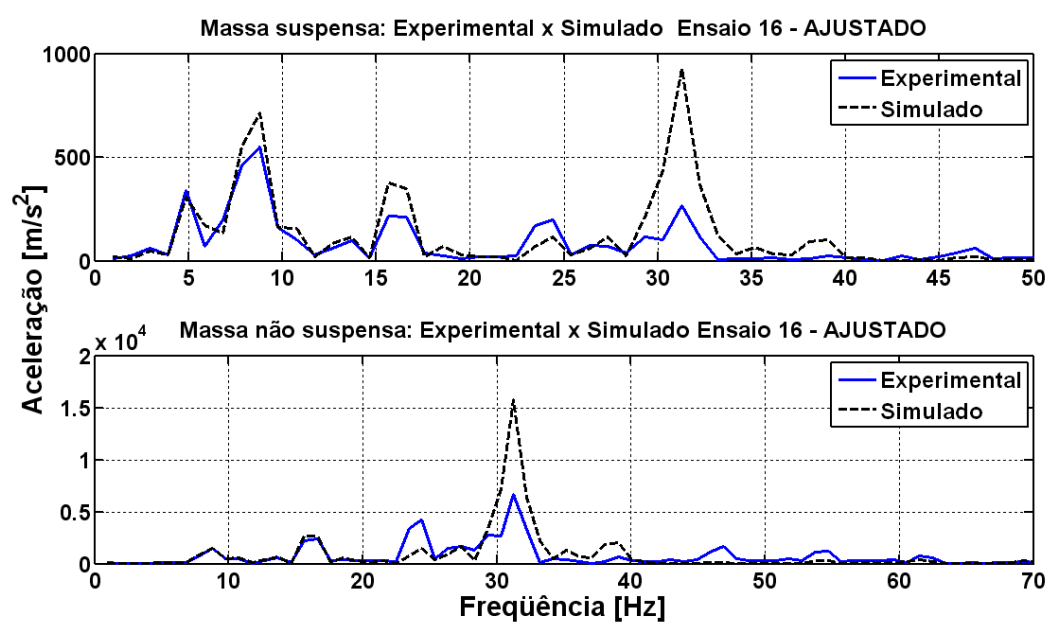


Figura I.36 – Resultado experimental x simulação (ajustado) para o ensaio 16.