

MARCUS DE FREITAS LEAL

DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA
MODERNA DE PROJETO DE VEÍCULOS VISANDO
FABRICAÇÃO EM PEQUENA ESCALA



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2006

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

MARCUS DE FREITAS LEAL

**DESENVOLVIMENTO DE UMA METODOLOGIA MODERNA DE
PROJETO DE VEÍCULOS VISANDO FABRICAÇÃO EM PEQUENA
ESCALA**

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

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos e Vibrações.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Ferreira Borges

**UBERLÂNDIA - MG
2006**

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar este Curso.

Aos colegas.

A CAPES pelo apoio financeiro.

Leal, M. F., 2006, “Desenvolvimento de uma Metodologia Moderna de Projeto de Veículos visando a Fabricação em Pequena Escala”, Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Resumo

O estudo do comportamento dinâmico de veículos tem sido amplamente beneficiado com o uso da simulação computacional, com relação principalmente às possibilidades de análise de modelos numéricos mais complexos e representativos da realidade. Neste contexto de evolução dos métodos de otimização automática aplicados na dinâmica de veículos, foi proposto o desenvolvimento de uma metodologia que estabeleça as ações e critérios associados ao projeto de um veículo. Para tanto, são utilizadas várias ferramentas computacionais responsáveis pela modelagem de componentes e análise segundo as técnicas de multicorpos, elementos finitos e otimização numérica. Neste sentido, faz-se um intenso esforço para elaborar um modelo numérico de um veículo real com características semelhantes à do projeto pretendido. Isto envolve a definição de modelos tridimensionais dos componentes, a verificação de seu comportamento em dinâmica vertical através de medição em campo considerando várias condições de excitação e na determinação experimental de parâmetros de inércia, rigidez e amortecimento. Um refinamento aplicado ao modelo multicorpos do veículo é feito através da inclusão da flexibilidade do chassis. Com a finalização do modelo e sua validação experimental, volta-se para a etapa em que são analisados vários aspectos do comportamento dinâmico como conforto e desempenho. Estes aspectos foram usados na formulação de problemas de otimização multi-disciplinar e multi-objetivo visando a definição de uma configuração de projeto para o veículo com superior desempenho. Como variáveis de projeto foram modificadas várias características dos componentes e sistemas do modelo, a partir das quais foram utilizadas metodologias de metamodelagem. Por fim, são feitas as considerações finais e conclusões com respeito ao trabalho proposto e realizado.

Palavras chave: Dinâmica de Veículos, Modelagem Computacional, Validação Experimental, Otimização Numérica, Método de Superfícies de Resposta.

Leal, M. F., 2006, "Development of a Modern Vehicle Design Methodology applied to a Low Scale Production", Dr. Thesis, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

Abstract

The vehicle dynamic behavior study has been widely improved by the use of numerical simulation, in particular related to the several possibilities of complex and representative models. In the context of the optimization methods evolution applied in the vehicle dynamic, was proposed a methodology development able to establish the related to the vehicle design actions e requirements. Were used several numerical tools in the system modeling and analysis through the multibody technique, finite element method and numerical optimization. An intense effort was made trying to build a computational model of a real vehicle which was similar to the final design intended. That involves, three-dimensional component models, validation of the dynamic behavior using experimental tests under several operation conditions, experimental determination of physical properties like inertia tensor, stiffness and damping. The vehicle model was refined through the chassis flexibility consideration. Once the building of the models and their validation, the main aspects of the vehicle dynamic was analyzed taking into account comfort e performance. These aspects were used in the formulation of multidisciplinary and multi-objective optimization problems in order to obtain a better vehicle configuration. The design variables used in the problems are related to characteristic properties of components e systems, in which were applied meta-modeling techniques. At last, we have the final considerations and conclusions of the proposed and accomplished work.

Key words: Vehicle Dynamic, Computational Modeling, Experimental Validation, Numerical Optimization, Meta-modeling.

Lista de Símbolos

ξ	-	Fator de amortecimento radial do pneu
A	-	Amplitude de sinais harmônicos
Ω	-	Frequência espacial em sinais harmônicos
ϕ	-	Ângulo de fase associado à coordenada espacial x
ψ	-	Ângulo de fase associado à coordenada espacial y .
C	-	Coeficiente da função de densidade espectral de potência
N	-	Coeficiente da função de densidade espectral de potência
n	-	Número de termos na série de harmônicos
$\{x\}$	-	Vetor de variáveis de projeto
$\{S\}$	-	Vetor de direção de busca
α^*	-	Escalar associado ao passo na direção de busca
β	-	Escalar associado ao passo na direção de busca no método das direções conjugadas
$[H]$	-	Matriz Hessiana
r_p	-	Coeficiente de penalidade
Φ	-	Pseudo função objetivo
$P\{x\}$	-	Função de Penalidade
$\{y\}$	-	Vetor de respostas associadas a um conjunto de variáveis independentes
$\{\beta\}$	-	Vetor de coeficiente do polinômio de interpolação
n	-	Número de variáveis independentes
$\{\hat{y}\}$	-	Vetor de respostas previstas pelos modelos empíricos
ε	-	Valor associado ao erro aleatório
σ^2	-	Variância populacional
$[X]$	-	Matriz experimental
$[D]$	-	Matriz de planejamento
F_C	-	Valor da força média para a velocidade de compressão
F_T	-	Valor da força média para a velocidade de tração
n_2	-	Número de replicações no centro do planejamento composto central
n_{pf}	-	Número de pontos na parte cubo do planejamento PCC
T	-	Número de pontos na parte estrela do planejamento PCC
S/N	-	Relação Sinal-Ruído
C_{dk}	-	Índice de Capacidade de Projeto
$[V]$	-	Matriz de Variância-Covariância

η	-	Critério de Eficiência
p	-	Número de termos do modelo aproximado
R^2	-	Coeficiente de Múltipla Determinação

SUMÁRIO

Capítulo 1 - Introdução	1
1.1 A tecnologia e o desenvolvimento de projetos automotivos	1
1.2 Otimização numérica aplicada ao projeto de veículos	9
1.3 Objetivos	13
1.4 Divisão do trabalho	14
Capítulo 2 - Ferramentas de Modelagem e Simulação Computacional	15
2.1 Considerações Gerais	15
2.2 Técnica de Multicorpos	15
2.3 Método dos Elementos Finitos	17
2.4 Modelagem Multicorpos	18
Capítulo 3 - Dinâmica de Veículos	22
3.1 Considerações gerais	22
3.2 Sistemas e Componentes	23
3.2.1 Componentes Estruturais	23
3.2.2 Componentes Flexíveis e Dissipativos	25
3.2.3 Sistemas de Suspensão	31
3.2.4 Sistemas de Propulsão e Transmissão	31
3.3 Análise do comportamento dinâmico	32
3.3.1 Dinâmica Longitudinal	33
3.3.1.1 Desempenho em Aceleração Limitada pela Potência	33
3.3.1.2 Desempenho em Aceleração Limitada pela Aderência	35
3.3.1.3 Desempenho a Frenagem	37
3.3.1.4 Características Anti-Pitch na Suspensão	38
3.3.2 Dinâmica Vertical	40
3.2.2.1 Excitações provenientes da pista	41
3.2.2.2 Análise da resposta dinâmica	41
3.2.2.3 Tolerância a vibrações	46
3.2.3 Dinâmica Lateral	46
Capítulo 4 - Técnicas de Otimização Numérica	49
4.1 Considerações gerais	49
4.2 Métodos Baseados no Cálculo de Gradientes	50

4.3 Métodos Enumerativos	53
4.3.1 <i>Método da Superfície de Resposta</i>	53
4.3.1.1 <i>Planejamento Experimental</i>	55
4.3.1.2 <i>Verificação da qualidade do modelo estatístico aproximado</i>	58
Capítulo 5 - Ensaios Experimentais – Veículo de Referência	61
5.1 Definição dos Requisitos de Alto Nível para o Projeto	62
5.2 Levantamento de Propriedades para Modelagem do Veículo	63
5.2.1 <i>Preparação do Veículo</i>	64
5.2.2 <i>Determinação das Propriedades de Inércia</i>	65
5.2.1.1 <i>Instrumentação Específica</i>	65
5.2.1.2 <i>Determinação Experimental da Posição do CG do Veículo</i>	71
5.2.1.3 <i>Medição das Propriedades</i>	73
5.2.2 <i>Determinação das Propriedades de Rigidez e Amortecimento</i>	80
5.2.2.1 <i>Instrumentação Específica</i>	80
5.2.2.2 <i>Medição das Propriedades</i>	80
5.3 Levantamento do Comportamento Dinâmico do Veículo	86
5.4 Levantamento do Comportamento Dinâmico do Chassis	90
Capítulo 6 - Elaboração do Modelo Computacional do Veículo	93
6.1 Modelo base	93
6.1.1 <i>Modelos da geometria em ambiente CAD</i>	93
6.1.2 <i>Modelos em ambiente CAE</i>	96
6.1.3 <i>Inserção dos pneus no modelo</i>	105
6.1.4 <i>Inserção do chassis flexível no modelo</i>	107
6.2 Simulação e comparação dos resultados com os ensaios experimentais	110
Capítulo 7 - Otimização aplicada à Otimização do Veículo	122
7.1 Considerações gerais	122
7.2 Formulação do problema de otimização	122
7.2.1 <i>Estudo do espaço de projeto</i>	123
7.2.1.1 <i>Planejamento Fatorial a 2 níveis</i>	123
7.2.1.2 <i>Planejamento Fatorial a 3 níveis</i>	126
7.2.1.3 <i>Planejamento Hypercubo Latino</i>	127
7.2.2 <i>Metamodelagem do Comportamento Dinâmico</i>	129
7.2.3 <i>Modelagem Analítica do Comportamento Dinâmico</i>	131
7.3 Otimização Multi-objetivo para Dinâmica	132
7.3.1 <i>Modelos baseados em Superfície de Resposta</i>	132
7.3.2 <i>Modelos baseados em Equações Analíticas</i>	134

7.4 Definição dos Requisitos de Projeto associados à Dinâmica do Veículo	137
Capítulo 8 - Conclusões e Proposta para Trabalhos Futuros	144
Referências	146
Anexos	153

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 A Tecnologia e o Desenvolvimento de Projetos Automotivos

O desenvolvimento de projetos vem se transformando à medida que aumenta a competição em um mercado globalizado, com legislações mais restritivas e consumidores mais seletivos. Esta transformação coloca a otimização de produtos e serviços no principal foco de atuação de várias categorias de indústrias, das quais se destacam as indústrias automobilística e aeroespacial. Este fenômeno pode ser observado na busca por melhores produtos e redução de custos associados ao desenvolvimento, através do aperfeiçoamento de metodologias de projeto e processos de fabricação.

Um dos aspectos mais importantes que pode ser encontrado neste contexto é a utilização de uma abordagem conjunta entre métodos computacionais e técnicas experimentais durante o desenvolvimento de um veículo, através da integração de tecnologias como CAD, CAE e CAM, com sistemas e instrumentos avançados de medição. Tais tecnologias têm sido usadas desde a concepção de um novo veículo até o aperfeiçoamento dos projetos, através do estudo do comportamento dinâmico e estrutural de modelos computacionais.

Estas tecnologias compõem a chamada prototipagem virtual, podendo ser aplicada ao desenvolvimento de vários tipos de sistemas. De maneira geral, o procedimento abrange os seguintes aspectos:

- Elaboração de um modelo computacional a partir da concepção de um projeto inicial;
- Caracterização do comportamento dinâmico e estrutural do modelo e seus sistemas através de simulações numéricas;
- Verificação da correlação entre dados previstos pelo modelo e dados obtidos de forma experimental sob vários aspectos da dinâmica de veículos como conforto, estabilidade, manobrabilidade, ruído, durabilidade, etc;
- Introdução de refinamentos no modelo como a consideração de componentes flexíveis, a introdução de modelos para sistemas hidráulicos e definição de sistemas de controle, podendo ser feitos de acordo com a representatividade do modelo computacional frente aos dados experimentais ou pela necessidade de se estudar alguma característica mais específica.

- Parametrização do modelo, submetendo-o a ações que o transformam em um modelo geral com o qual suas características principais podem ser modificadas de forma automática.

Podemos observar nos procedimentos de prototipagem virtual mais recentes uma tendência caracterizada pelo aumento da complexidade dos modelos no sentido de torná-los cada vez mais representativos da realidade observada nos veículos. Desta forma, tem ocorrido uma crescente demanda para os chamados modelos completos de veículos (*Full vehicle models*), que levam em conta as características básicas (inércia, rigidez, amortecimento, geometria, restrições de movimento, etc) de vários sistemas mecânicos como suspensões, direção, propulsão e transmissão. Além da perspectiva de prever de maneira mais adequada o comportamento dinâmico de um veículo, uma vez que está presente no modelo a influência simultânea do acoplamento de vários sistemas, esta abordagem elimina a necessidade de que diferentes modelos sejam criados para diferentes análises. Em contra-partida, com o aumento da complexidade dos modelos e análises torna-se mais difícil o gerenciamento de informações para sua caracterização e posterior validação experimental.

Em grande parte, esta tendência no desenvolvimento dos projetos de veículos tem sido possível devido o auxílio de vários códigos matemáticos desenvolvidos com o objetivo de facilitar a modelagem e a simulação de sistemas dinâmicos.

Entre os códigos mais importantes utilizados pela indústria automobilística pode-se citar os programas comerciais ADAMS, SD/FAST, MEDYNA e AUTOSIM. Basicamente, estes programas têm um enfoque voltado à simulação da dinâmica de corpos rígidos segundo a técnica de multicorpos.

A indústria automobilística também conta com vários códigos computacionais desenvolvidos com base no método dos elementos finitos, como ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, GENESIS, etc. Estes programas auxiliam na solução de vários problemas de engenharia, como a determinação de tensões e deformações em elementos estruturais submetidos a carregamentos estáticos, problemas da mecânica dos fluidos (que tratam da determinação de distribuições de pressão, velocidade e temperatura sob condições de regime permanente), problemas de autovalor (que tratam da determinação de frequências naturais e modos de vibração de meios sólidos e fluidos), ou ainda problemas de propagação nos quais o comportamento do sistema mecânico é caracterizado em função do tempo (como a determinação do movimento de sistemas estruturais a cargas de impacto).

Uma abordagem conjunta de métodos computacionais e experimentais aplicados ao estudo da dinâmica e projeto de veículos estabelece naturalmente que aspectos como a

determinação de parâmetros de entrada para os modelos computacionais e a execução de ensaios experimentais para a caracterização do comportamento dinâmico dos sistemas sejam levados em consideração. Isto se deve ao fato de que, para modelos mais complexos e representativos, torna-se necessário a caracterização experimental de vários tipos de componentes automotivos.

Stevens (1997) apresenta a definição de uma metodologia usada na Ford Motor Company para melhorar características de *Handling* de um veículo modelo F-150. Ferramentas CAD e CAE são utilizadas visando a redução de custos de desenvolvimento e mantendo a alta qualidade. Basicamente, as etapas de modelagem envolvem a construção de um modelo computacional usando o programa ADAMS através de modelos de geometria do veículo elaborados em CAD. Foram realizados ensaios experimentais (*Test Rigs*) para obtenção de parâmetros de rigidez e amortecimento de componentes da suspensão. Os parâmetros associados aos pneus foram obtidos através de um equipamento (MTS - Flatrac II) capaz de medir as forças e momentos gerados em um pneu, conforme ilustrado na figura 1.1. A validação do modelo foi feita através da realização de uma série de ensaios experimentais, dos quais se destacam:

- A verificação da geometria de suspensão e direção em testes usando equipamento de medição de coordenadas chamado de CMM (*Coordinate Measuring Machine*)
- A verificação da inércia total do veículo, com um ensaio em que o veículo oscila como um pendulo.
- A determinação de características da dinâmica em *Handling*, através de ensaios de campo com o veículo instrumentado.



Figura 1.1 – Equipamento de medição de forças e momentos MTS – Flatrac.

Subramanyam (2000) apresenta uma metodologia para validação de um modelo computacional elaborado em ADAMS através de ensaios experimentais. Primeiramente, os ensaios são feitos para obtenção das propriedades de inércia dos componentes da suspensão, rigidez radial e torcional de buchas e curvas características para os amortecedores. Um ensaio com os pneus, considerado como mais importante, caracteriza os parâmetros para a elaboração dos modelos empíricos envolvendo as forças laterais e longitudinais. A modelagem computacional e a validação são feitas com base nas seguintes informações:

- Medição das coordenadas de pontos da suspensão através de um equipamento CMM (*Coordinate Measuring Machine*);
- Determinação da cinemática da suspensão através de um equipamento K&C (*Kinematics and Compliance Testing Machine*), ilustrado na figura 1.2.
- Obtenção do peso, centro de gravidade e inércia do veículo com um equipamento chamado de VIMF (*Vehicle Inertia Measurement Facility*), ilustrado na figura 1.3;
- Instrumentação e medição do veículo em um teste em pista, para determinação do comportamento dinâmico em testes padrão segundo normas SAE, tais como aceleração em reta, curva com raio constante, etc.



Figura 1.2 – Equipamento de determinação da cinemática da suspensão e direção.

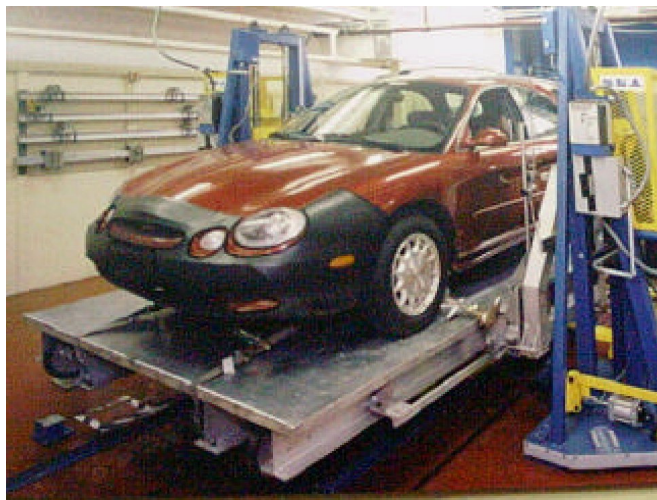


Figura 1.3 – Equipamento de medição das propriedades de inércia.

Neto (1998) apresenta um trabalho com enfoque voltado mais para os aspectos da modelagem do que os envolvidos na definição de parâmetros de componentes e de caracterização do comportamento dinâmico (Stevens, 1997; Subramanyam, 2000). Neste trabalho, o autor justifica a importância da redução de peso e custo do chassi de veículos pesados e chama a atenção para o fato de que com esse intuito pode ocorrer o acoplamento de frequências naturais de vibração do chassi com vibrações típicas de componentes rígidos dos sub-sistemas do veículo. Buscando incluir estas interações nas análises, um conjunto separado de modelos simples foi desenvolvido em ADAMS, usando a técnica de multicorpos para se obter os diversos modos de corpo rígido e as frequências de vibração para componentes como os eixos, conjunto propulsor, cabine e o chassi. Em uma segunda etapa o veículo completo foi modelado em NASTRAN, a partir do qual um modelo em elementos finitos do chassi foi elaborado para ser introduzido no modelo multicorpos. A validação foi feita através de medições experimentais realizadas em campo, utilizando obstáculos destacados na pista. Por fim, o modelo multicorpos incluindo a flexibilidade do chassi foi submetido a excitação sob os pneus através de sinais aleatórios que representam as irregularidade de pistas reais. Nestas simulações foi verificado o efeito de variação da rigidez do coxim da cabine em níveis de conforto segundo critérios da ISO Standard 2631-85.

Palcák (1998) descreve uma aplicação de ferramentas CAE no estudo do comportamento dinâmico em análises que levam em conta a flexibilidade do chassi de um veículo do tipo caminhão leve (*Light Truck*). Um modelo de corpos rígidos foi desenvolvido para análises iniciais, representando diversos sub-sistemas do veículo como pneus, molas pneumáticas, buchas, batentes de fim-de-curso (*rubber bumpstops*) e o sistema de direção. As propriedades geométricas e de inércia foram obtidas através do software I-DEAS e os

parâmetros de rigidez e amortecimento foram caracterizados experimentalmente. A carga no veículo foi modelada como um bloco rígido montado em seis buchas flexíveis no chassi. Para a consideração da flexibilidade no modelo a abordagem usada foi a da expansão modal através de um modelo do chassi elaborado no pré-processador I-DEAS/FEM usando elementos de casca (*8 nodes shell elements*).

Pasquini Junior (1999) estuda as vantagens de se utilizar uma abordagem conjunta MBS (*Multibody System*) e FEM (*Finite Element Method*), destacando a interdependência entre as informações provenientes de cada um dos métodos separadamente. Foi realizado um estudo de caso envolvendo a elaboração de um modelo multicorpos ADAMS para um ônibus urbano leve levando em conta uma série de componentes da suspensão como molas a ar e semi-elípticas, amortecedores, barra estabilizadoras, etc. Também foi elaborado um modelo completo do veículo em NASTRAN, incluindo o chassi e a carroceria com cerca de 30000 elementos. Desta forma, a partir de uma série de simulações do comportamento dinâmico envolvendo obstáculos sobre a pista e manobras em curva, um conjunto de informações relativas a inércia e forças resultantes foi obtido e sendo então aplicado ao modelo de elementos finitos. Assim, o modelo de elementos finitos pode ser utilizado para análises de tensão em diversos componentes da suspensão e da estrutura levando em conta os carregamentos dinâmicos encontrados na simulação do modelo. Na figura 1.4 é ilustrada a dependência das informações entre as técnicas de multicorpos e método dos elementos finitos.

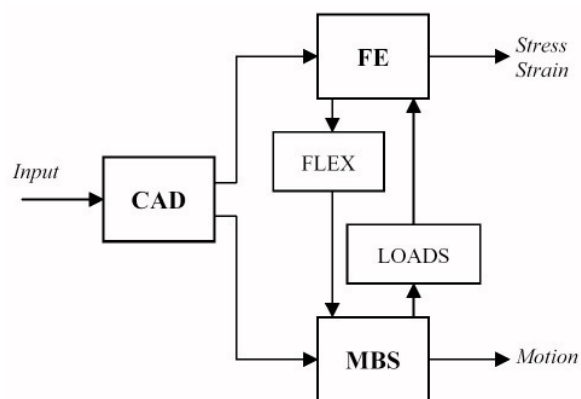


Figura 1.4 – Interdependência de informações entre MBS e FEM.

Considerando a associação feita entre a técnica de multicorpos e método dos elementos finitos, vale ressaltar as duas diferentes abordagens. Em Neto (1998) e Palcák (1998), um conjunto de informações relativas ao modelo de elementos finitos da estrutura são armazenadas e incorporadas diretamente dentro do modelo multicorpos. Durante a simulação do veículo as características de flexibilidade da estrutura são acopladas ao

modelo de corpos rígidos usando o método dos modos assumidos. Já em Pasquini (1999) demonstra-se a possibilidade de transferência das informações características de um método para outro, levando em conta a simulação dos modelos separadamente.

Mrazek (2000) utiliza um modelo computacional em ADAMS para avaliar o nível de conforto na cabine de um veículo pesado através da modificação de parâmetros das suspensões. As características básicas da modelagem envolvem a representação do eixo dianteiro com molas de lâminas e do eixo traseiro com molas a ar. Um refinamento importante trata da inclusão da flexibilidade do chassis através de um modelo elaborado em NASTRAN e exportado para o ADAMS via expansão modal. O comportamento dinâmico do modelo é confrontado com os resultados obtidos através de ensaios experimentais caracterizados pela passagem do veículo sobre obstáculos destacados na pista. Depois de validado, o modelo é simulado com uma excitação determinada por uma função densidade espectral (*PSD - Power Spectral Density*) que representa as irregularidades de pistas reais. Por fim, são analisados os resultados com base nos valores da aceleração vertical da cabine calculada em modelos usando diferentes suspensões.

Chang (1997) realiza estudos da dinâmica de veículos mostrando que o uso de modelos multicorpos sem a inclusão de flexibilidade de componentes diminui o tempo de simulação mas pode introduzir erros significativos na predição da interação entre os componentes do veículo. Utiliza também a formulação baseada no métodos dos modos assumidos (recurso do programa ADAMS) para estudar a influência da flexibilidade de uma carroceria, considerando 30 modos de vibração até 50 Hz no comportamento global do veículo.

Kulkarni et al (1997) usa o modelo computacional de um veículo para avaliar através de uma análise de sensibilidade a influência de vários parâmetros no comportamento em Roll Gradiente. Os parâmetros representam a massa suspensa, posição do CG (Centro de gravidade) da massa suspensa, parâmetros de rigidez vertical e lateral dos pneus, rigidez da barra estabilizadora, curso da direção de acordo com uma entrada degrau e o intervalo de tempo para entrada na direção. O procedimento é baseado em uma simulação da dinâmica lateral com o veículo descrevendo curvas concêntricas. No modelo não são representados os aspectos de flexibilidade da estrutura, não linearidades nas buchas, folgas em juntas, atrito, desgaste, aerodinâmica e dinâmica do trem de potência.

Scholpp et al (2000), motivado pela importância da segurança automobilística, desenvolveu um algoritmo matemático capaz de detectar a iminência de rolamento do veículo com base em seu comportamento dinâmico. Utiliza ferramentas computacionais como ADAMS, MADYMO e PAM-CRASH, submetendo o modelo numérico de um veículo a várias condições de operação associadas a situações de rolamento. Nas simulações foram

modificados também diversos parâmetros como velocidade do veículo, massa, carga, ângulo de direção, geometria de obstáculos, condições de pista, além das características das molas, amortecedores e pneus. Com base nas simulações foi possível verificar o comportamento do algoritmo de detecção, cujo funcionamento se baseia no processamento e comparação de sinais de aceleração lateral, vertical e taxa de rolamento, com um determinado valor limite (*Dynamic threshold*).

Verros et al (2000) apresenta uma metodologia que reduz o custo computacional da determinação da resposta dinâmica de modelos complexos de veículos. A idéia básica envolve a aplicação do método de síntese de componentes para reduzir a ordem de um modelo de veículo e melhorar a acuracidade em uma determinada faixa de frequências. A comparação entre o modelo reduzido e o completo, levando em conta os resultados obtidos de simulações com excitação harmônica, demonstra a eficiência da metodologia. Entre outras observações, destaca-se a importância da flexibilidade de componentes quando se estuda o comportamento dinâmico de um veículo em frequências acima de 15 Hz.

Existem várias técnicas experimentais capazes de fornecer dados e estimativas de parâmetros necessários já nas primeiras etapas de modelagem computacional de veículos. Barber (1999) apresenta uma abordagem que utiliza equipamentos (MTS) para realizar ensaios experimentais com a finalidade de obter um conjunto de dados necessários para a modelagem numérica de componentes flexíveis e dissipativos encontrados nos veículos como molas, buchas de suspensão, pneus e amortecedores. Essencialmente esta abordagem consiste na obtenção de dados dos componentes reais durante a realização de ensaios controlados. Estes dados são usados posteriormente na elaboração de modelos computacionais baseados na técnica de inteligência artificial conhecida como teoria das redes neurais. A vantagem desta abordagem vem do fato de que técnicas convencionais, como por exemplo as técnicas baseadas no ajuste de polinômios ou na representação através de funções de resposta em frequência, não são capazes de abstrair nos modelos as dependências simultâneas da amplitude e frequência dos movimentos. Embora seja uma abordagem completa e importante, principalmente em análises que envolvam excitações numa banda de frequência larga ou em amplitudes grandes de movimento, o seu uso ainda é restrito em função do elevado custo dos equipamentos de teste.

De maneira geral, os estudos citados até aqui, juntamente com diversos outros realizados na área da engenharia automotiva, apresentam um nível de modelagem e simulação de veículos característicos da indústria automobilística. Assim, observa-se que um grande avanço tem ocorrido na representatividade dos modelos computacionais e na confiabilidade de dados experimentais obtidos a partir de ensaios de componentes e testes de campo em veículos ou protótipos.

Um aspecto importante que também deve ser lembrado, trata-se dos fundamentos da dinâmica de veículos amplamente divulgada em trabalhos com Wong (1978), Gillespie (1992), Bastow e Howard (1993), Bauer (1995), Milliken e Milliken (1995) e Rahnejat (1998). Estes trabalhos servem como base para a compreensão dos conceitos, fenômenos e terminologias empregadas durante o desenvolvimento de veículos ou definição de uma metodologia de estudos.

Barbosa (1999) propõe a aplicação da técnica de sistemas multicorpos na dinâmica de veículos guiados em trajetória variável. Foi apresentada uma visão geral do formalismo matemático baseado no métodos de Lagrange e Kane, utilizados nos programas de multicorpos, para a geração automática das equações do movimento. A teoria da mecânica do contato, fundamental para o cálculo das forças de contato entre o veículo e a guia, foi exposta detalhadamente. Sua validação foi realizada através de ensaios de laboratório, realizados no INRETS na França.

Borges (1999) aplica a modelagem dinâmica de veículos articulados pesados visando o projeto deste tipo de sistema mecânico. Modelos matemáticos foram desenvolvidos mantendo-se a maior fidelidade possível para com o veículo real, considerando movimentos tridimensionais, flexibilidade do chassis e não linearidades geométricas associadas a movimentos angulares. Além disso, os componentes elásticos e dissipativos com características de rigidez e amortecimento não lineares foram levados em consideração. A inclusão da flexibilidade do chassis do veículo foi feita através do Método dos Modos Assumidos, considerando-se como funções admissíveis para o deslocamento as formas modais obtidas pelo Método do Elementos Finitos. As equações do movimento foram obtidas a partir do formalismo de Lagrange utilizando uma ferramenta de computação simbólica e integradas numericamente.

1.2 Otimização Numérica Aplicada ao Projeto de Veículos

Desde a década de 60 tem-se exigido das indústrias aeronáutica e aeroespacial um grande desempenho de seus processos e produtos, impondo a necessidade de otimização e servindo de motivação para novos desenvolvimentos na área. Situações relacionadas à dinâmica passam a ter grande relevância como a modificação das frequências naturais de sistemas evitando ressonâncias, a diminuição da energia de deformação ou peso das estruturas, escolha dos melhores parâmetros de controle, etc.

O problema geral de otimização pode ser definido como a minimização de um funcional, chamado de função objetivo, sujeito à funções de restrição (funções de igualdade e desigualdade). Os argumentos destas funções representam um conjunto de parâmetros,

chamados de variáveis de projeto ou variáveis de decisão, estando sujeitas a restrições laterais que as limitam entre determinados valores máximos e mínimos (Vanderplaats, 1998).

Os métodos de otimização clássica podem, de maneira bem geral, ser classificados em métodos diretos e métodos seqüenciais. Os primeiros exploram os limites impostos pelas restrições durante todo o processo de minimização e utilizam variáveis “de folga” para garantir que tais restrições não sejam violadas. Os mais conhecidos são: Método das Direções Viáveis, Método do Gradiente Reduzido Generalizado, Método Modificado das Direções Viáveis. Os métodos seqüenciais, através de uma função pseudo-objetivo, permitem obter o projeto restrito ótimo pela solução seqüencial do problema sem restrição, destacando-se: Método da Função de Penalidade Exterior, Método da Função de Penalidade Interior, Método dos Multiplicadores de Lagrange Aumentado, etc. (Vanderplaats, 1998).

Atualmente existe uma tendência em se buscar modelos baseados na natureza, indicando que os processos naturais relacionados aos seres vivos adaptam-se aos problemas de engenharia e podem trazer bons resultados em várias aplicações. Entre os paradigmas de computação mais importantes encontram-se: recozimento simulado, redes neurais artificiais e computação evolucionária. A computação evolucionária engloba um número crescente de paradigmas e métodos, tendo os algoritmos genéticos como seu representante mais importante (Steffen, 2000).

Do ponto de vista da aplicação da otimização no desenvolvimento de veículos, surgem trabalhos envolvendo o uso de modelos de sistemas multicorpos e modelos de elementos finitos como parte da formulação de diversos problemas de engenharia.

Motoyama et al (2000) aplica o método dos algoritmos genéticos para a otimização de parâmetros associados a uma suspensão do tipo SLA (*Short Long Arm*) a partir de um modelo multicorpos elaborado em ADAMS. As respostas relativas ao ângulo de convergência, ângulo de câmbio e deslocamento lateral no pneu são otimizadas segundo um conjunto de 20 variáveis de projeto divididas em propriedades geométricas e propriedades de rigidez (nas buchas da suspensão).

Kodiyalam et al (2001) apresenta como foco principal de seu trabalho, a aplicação da otimização multi-disciplinar em sistemas veiculares sob os aspectos da segurança, NVH (*Noise Vibration and Harshness*) e peso. Neste estudo, diferentes abordagens de otimização são utilizadas com o intuito de resolver o problema do alto custo computacional, característica do uso de modelos que representam situações de colisão frontal e lateral de veículos.

Apesar da simulação do comportamento dinâmico de veículos ser uma realidade a nível de desenvolvimento de projetos na indústria, nota-se que existe uma grande dificuldade em se utilizar técnicas de otimização automática em conjunto com os códigos de simulação (Borges et al, 1996). Esta dificuldade vem basicamente de 2 fatores:

- As técnicas tradicionais de otimização necessitam de um grande número de avaliações da função objetivo e no caso do estudo do comportamento dinâmico de veículos cada avaliação desta função implica em executar códigos de simulação de elevado custo computacional.

- A dificuldade de definição de funções objetivo que traduzam matematicamente um comportamento físico desejado (conforto, desempenho, etc.), de forma independente da condição de operação do veículo (Borges, 1999 ; Rill e Zampieri, 1997).

Segundo Kodiyalam (2001), o problema da otimização de sistemas complexos ou multidisciplinares pode ser representado por uma composição de vários sub-sistemas de engenharia que interagem fisicamente. Esta interação pode ser caracterizada de forma que cada sub-sistema possua um certo grau de autonomia, porém se relaciona com os demais através de acoplamentos nem sempre bem definidos.

Sendo assim, o projeto baseado em simulações computacionais depende necessariamente da execução de programas de análise que demandam vastos recursos de processamento. Além disso, verifica-se que o grau de complexidade destes aplicativos aumenta numa taxa igual ou maior à do incremento no desempenho dos computadores.

Dado o intenso esforço computacional geralmente associado à simulação de fenômenos não-lineares, o uso de técnicas para a condensação de dados torna-se fundamental em estudos de otimização aplicados ao comportamento dinâmico de veículos. Recursos lógicos e matemáticos têm sido então desenvolvidos para contornar este problema e viabilizar o uso das técnicas de otimização.

No sentido de apresentar formulações eficientes, tanto em termos de simulação quanto otimização, diversas metodologias têm sido propostas, sendo uma classe especial baseada em técnicas de aproximação de modelos (Butkewitsch, 1998). De forma geral, estes métodos podem ser descritos como implementações computacionais de atitudes adotadas em ambientes de projeto não automático por engenheiros com experiência e conhecimento sobre o comportamento físico de um dado sistema. Este tipo de abordagem, tentando reproduzir a lógica de raciocínio de seres humanos aptos em determinado ramo da engenharia, tem sua eficiência comprovada na otimização de modelos lineares com reduzido grau de acoplamento multidisciplinar.

À medida que o projeto fica mais complexo, a viabilidade destes métodos passa a ter limitações. Nestes casos, técnicas estatísticas voltadas à condensação de modelos apresentam vantagens importantes em problemas de engenharia (Simpson et al, 1998), conforme mostrado a seguir:

- Condições favoráveis à otimização, associadas à construção de um espaço de projeto numericamente bem condicionado.
- Integração de várias disciplinas de análise num mesmo modelo condensado.
- Fornecimento de uma perspectiva simplificada sobre as relações entre variáveis de projeto e respostas, permitindo rapidez na análise de sensibilidade.
- Ampla redução do esforço computacional, uma vez que os dados referentes ao modelo são reformulados numa representação aproximada.

A aplicação de recursos estatísticos para gerar problemas aproximados envolve um conjunto de técnicas amplamente empregadas para a análise de dados em vários campos da ciência, o planejamento experimental (Schmidt e Case, 1998).

De modo geral, um sistema físico ou processo apresenta uma série de respostas de interesse $\{y\}$ que dependem de um conjunto de fatores $\{X_1, X_2, \dots, X_n\}$, sendo que em sua maioria, as relações exatas entre os vetores $\{y\}$ e $\{X\}$ são desconhecidas. Neste caso, é adequado aproximar a relação funcional exata por um modelo empírico aproximado.

Montgomery (1996) apresenta os modelos empíricos como sendo, normalmente, curvas (geralmente polinômios de primeiro ou segundo grau) ajustadas a partir de um conjunto de respostas em função das combinações correspondentes das variáveis de projeto. Neste contexto, cada combinação pode ser entendida como uma amostra pertencente ao espaço de projeto, de forma que arranjos particulares destas amostras obtidas através de um experimento estatisticamente planejado permitem a abstração da relação funcional existente. Por outro lado, a seleção arbitrária de amostras no espaço de projeto tende a resultar numa combinação de alto custo computacional e aproximações falhas. Em um experimento estatisticamente planejado, a amostragem do espaço de projeto é feita dentro de critérios matemáticos, permitindo a obtenção da relação funcional com menor esforço computacional, ou seja, com um número menor de pontos amostrados e com uma determinada confiabilidade.

Welch et al (1992) discute as possibilidades de identificação de variáveis significativas (*Screening*) em um modelo empírico interpolado com pontos amostrados no espaço de projeto de funções matemáticas conhecidas.

Lynn (2000) descreve uma abordagem baseada na utilização conjunta do método da superfície de resposta (*Response Surface Method - RSM*) e da técnica de planejamentos de

experimentos (Design of Experiments - *DOE*) para auxiliar a otimização do desempenho de veículos de competição. São elaborados modelos empíricos baseados em simulações de veículos completos em ADAMS, permitindo que a avaliação em tempo-real de parâmetros de influência e suas interações caracterize um acréscimo ao desempenho dinâmico do veículo.

Venter (1998) utiliza o método da superfície de resposta na formulação de um problema de otimização. As respostas associadas ao comportamento estrutural de um modelo de elementos finitos, obtidas para diferentes configurações de uma placa com espessura variável, permitem a elaboração dos modelos aproximados. Então, estas superfícies de resposta servem como fonte de informações para a formulação da otimização, reduzindo o custo computacional gasto durante a procura pelo ponto ótimo.

Unal et al (1997) realiza uma série de simulações computacionais planejadas através de matrizes ortogonais para a geração de modelos de superfície de resposta, tendo em vista a aplicação de procedimentos de otimização multi-disciplinar. Já em 1998, Unal et al também para estudos de otimização usa os planejamento D-ótimos como meios para definição de modelos de aproximação.

Giunta (1998) estabelece uma comparação entre as técnicas de aproximação de modelos, estudando o desempenho de modelos polinomiais de segunda ordem e de modelos de interpolação (*Kriging Models*) na predição de respostas para problemas envolvendo diferentes números de variáveis.

Na representação do comportamento dinâmico de veículos, vários parâmetros físicos como deslocamentos, velocidades, acelerações e forças, servem como variáveis independentes para a construção de modelos empíricos para predizer alguns aspectos dinâmicos como estabilidade, segurança e conforto.

1.3 Objetivos do Trabalho

Com base no contexto em que as qualidades de um projeto e o tempo de desenvolvimento representam pontos vitais no sucesso de um veículo, são estabelecidos os seguintes objetivos:

- Desenvolver uma metodologia para o projeto completo de um veículo de forma a obter um produto final com o adequado comportamento dinâmico e estrutural, levando em conta os aspectos relativos à viabilidade econômica de uma produção inicial em pequena escala.
- Aplicar a metodologia desenvolvida na realização de um estudo de caso com etapas de projeto, construção e ensaios experimentais.

- Fazer o levantamento das propriedades dinâmicas e estruturais de um veículo produzido em série, cujo desempenho seja considerado adequado para servir de referência ao estudo de caso pretendido.
- Desenvolver modelos matemáticos de veículos através da técnica de multi-corpos e do método de elementos finitos, utilizando ferramentas computacionais comerciais.
- Utilizar técnicas de planejamento de experimentos, otimização numérica automática e o robustecimento de projetos na definição do novo projeto a partir de um veículo de referência e levando em conta a seleção de componentes disponíveis no mercado de autopeças.
- Desenvolver no Brasil a necessária competência técnica e científica em uma área da engenharia mecânica dominada por empresas multi-nacionais que, em sua maioria, têm seus centros de desenvolvimento em suas matrizes no exterior.
- Proporcionar o desenvolvimento regional através da integração entre a universidade e a indústria.

1.4 Divisão do Trabalho

Este trabalho está dividido da seguinte maneira:

Capítulo 2 – Neste capítulo são revistos os fundamentos da dinâmica de veículos, com um breve resumo dos sistemas veiculares mais importantes, assim como os principais aspectos da dinâmica vertical, longitudinal e lateral.

Capítulo 3 – Neste capítulo comenta-se os aspectos relacionados com a construção de modelos matemáticos de veículos, os principais recursos de modelagem e simulação das ferramentas computacionais disponíveis e os procedimentos usados para obtenção de propriedades geométricas e físicas.

Capítulo 4 – Este capítulo é destinado à apresentação dos procedimentos de otimização numérica mais importantes, com especial atenção aos métodos que serão aplicados na otimização do modelo computacional e das superfícies de resposta.

Capítulo 5 – Inicia-se o estudo de caso com este capítulo, em que são apresentados os ensaios experimentais realizados com um veículo de referência e seus componentes para determinação de propriedades físicas e geométricas necessárias à modelagem.

Capítulo 6 – As etapas de modelagem do veículo de referência e a validação com dados experimentais obtidos a partir de testes de campo são apresentadas neste capítulo. Desta forma fica estabelecido um modelo computacional para um veículo, que servira de projeto inicial nos procedimentos de otimização subseqüentes.

Capítulo 7 – São apresentadas neste capítulo algumas considerações com respeito ao andamento das etapas, tendo como objetivo a discussão de tópicos importantes no atual estágio de desenvolvimento do projeto.

Capítulo 8 – Neste capítulo são apresentadas as conclusões parciais, comentários finais a respeito do trabalho e as perspectivas para as próximas etapas.

CAPÍTULO II

FERRAMENTAS DE MODELAGEM E SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

2.1 Considerações Gerais

Esta seção apresenta uma visão geral da técnica de modelagem de sistemas multicorpos, levando em conta seu histórico e desenvolvimento matemático.

De forma geral a modelagem de sistemas multicorpos pode ser dividida nas seguintes etapas:

- Descrição do modelo físico do sistema, levantamento dos aspectos mais importantes e das simplificações necessárias.
- Obtenção das equações que descrevam o comportamento do sistema.
- Solução das equações, visando obter o comportamento do sistema.
- Validação do modelo numérico através de dados experimentais.

A modelagem matemática assumiu um papel de importância fundamental devido à complexidade exigida para o desenvolvimento adequado de projetos na área aeroespacial. Isto se tornou possível devido ao aumento do desempenho dos computadores e do desenvolvimento de métodos teóricos.

2.2 Técnica de Multicorpos

Um sistema multicorpos (MBS) pode ser entendido como um sistema mecânico de vários graus de liberdade que possui dois ou mais corpos. O movimento deste sistema é governado por um conjunto de equações diferenciais e algébricas. As equações diferenciais descrevem os movimentos dos corpos rígidos através das leis de movimento de Newton e as equações algébricas levam em consideração as restrições geométricas e de movimento aplicadas entre os corpos.

Com o aumento da complexidade necessária para o estudo de novos sistemas, a obtenção de forma manual das equações da dinâmica do movimento tornou-se uma tarefa difícil e lenta. Estas dificuldades motivaram o desenvolvimento de algoritmos de geração automática das equações do movimento para os sistemas multicorpos.

A técnica de multicorpos possibilita, com base em formalismos matemático-numéricos, a obtenção das equações de movimento para um sistema a partir de

informações sobre os corpos (geometria e propriedades de inércia) e suas conexões (restrições cinemáticas e forças aplicada). A técnica pode ser dividida em duas classes, Euleriana e Lagrangeana, de acordo com o formalismo utilizado para descrever o sistema.

De acordo com Barbosa (1999), a linha cronológica de desenvolvimento da técnica MBS está ilustrada na figura 2.1 (Huston, 1996).

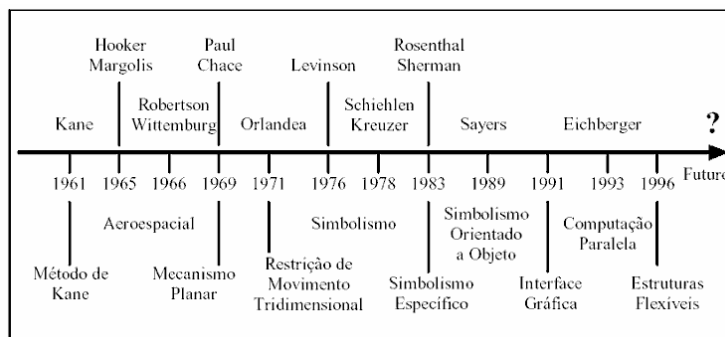


Figura 2.1 – Evolução histórica da técnica de multicorpos.

A abordagem MBS foi introduzida na área mecânica e de transportes terrestres no final dos anos 60, início dos anos 70. Entretanto, foram encontradas dificuldades com encadeamentos cinemáticos fechados e vínculos não holonômicos raramente encontrados nas aplicações espaciais. Estes aspectos foram abordados no trabalho de Orlandea, C. no final dos anos 70 dando origem ao programa ADAMS.

Na década de 90 vários esforços de pesquisa foram direcionados para o tratamento de estruturas flexíveis e dinâmica de multicorpos (Huston, 1996) e mais recentemente a integração da abordagem MBS com programas de elementos finitos (FEM).

Softwares especializados podem ser dedicados a um tipo específico de simulação ou mesmo para uma classe de modelos. Alguns programas deste tipo, implementados de forma a permitir pequenas modificações nos modelos, ainda são largamente utilizados na indústria ou em universidades. Normalmente, estes códigos são pequenos e rápidos devido a sua especificidade.

Já softwares de uso geral em sistemas MBS são atraentes, mas resultam em número maior de equações para descrição de um mesmo sistema. Entretanto, implementações numéricas para a solução confiável do sistema de equações com o uso de métodos iterativos (Newton-Raphson), eliminação Gaussiana (decomposição e pivotamento) e tratamento de matrizes esparsas, aumentaram a rapidez e eficiência deste tipo de programa.

A utilização do programa ADAMS é voltada para modelagem de sistemas tridimensionais com configuração arbitrária. A filosofia deste programa é baseada na

adequação de variáveis e equações ao método numérico utilizado. Com esta finalidade, um conjunto redundante de equações é adotados, com 15 equações de primeira ordem para cada corpo, correspondendo às relações cinemáticas, equações da dinâmica e equações de energia. Um algoritmo Newton-Rapson é utilizado para a solução da parte algébrica, ao passo que o método de Gear é utilizado na integração das equações diferenciais (Ryan, 1990). Implementações numéricas (eliminação de Gauss e tratamento de matrizes esparsas) permitiram aumentar a eficiência do programa, uma vez que o número de equações geradas para um mesmo sistema é maior que em outros métodos.

O software ADAMS utilizado neste trabalho constitui uma ferramenta para a geração das equações do movimento, possuindo recursos numéricos avançados para realizar a integração das equações algébrico-diferenciais.

2.3 Método dos Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos (MEF) consiste em uma aproximação numérica para a resolução de equações diferenciais por integração (Adams, 1999). Este método é aplicado a partir da divisão de um sistema ou conjunto a ser analisado em partes discretas menores (discretização do modelo). Depois as equações diferenciais inerentes ao tipo de análise e correspondentes a cada partem discretizada do sistema conhecido usualmente como elemento finito, são resolvidas a partir de rotinas numéricas. Daí a origem do nome deste método numérico.

O MEF é utilizado para a resolução de problemas da mecânica do contínuo obtendo uma ótima precisão na solução de problemas de engenharia. O princípio básico do método é a partição do domínio em elementos sobre os quais as variáveis do problema são aproximadas por combinações lineares de funções de interpolação, ponderadas por parâmetros a determinar. Obtidas tais funções, o comportamento de cada elemento é determinado em termos de uma relação entre valores nodais das variáveis aproximadas pelas funções de interpolação e os parâmetros a determinar, sendo que estes representam as incógnitas do problema.

A idéia de se dividir o domínio em estudo em diversas regiões menores soluciona um problema referente à dificuldade de se escolher funções de interpolação que descrevam o comportamento das variáveis do problema ao longo de todo o domínio, as quais devem satisfazer as condições de contorno do problema assim como representar satisfatoriamente a geometria e o comportamento do material.

Segundo Kamal (1982) o método dos elementos finitos tem uma aplicação na análise estrutural bastante importante, reduzindo custos através da simulação do comportamento de componentes como chassis e carroceria.

Neste trabalho, o programa ANSYS é utilizado para geração de modelos de elementos finitos e simulação de seu comportamento. Basicamente, o modelo para o chassis do veículo de referência é submetido a um conjunto de simulações (sub-estruturação, modal e transiente com PSD), resultando em uma base de dados ordenada definida como parâmetros de entrada para o modelo multicorpos no ADAMS. Tendo como base as metodologias apresentadas em diversos trabalhos que tratam da utilização do método dos modos assumidos e do recurso ADAMS/Flex, estuda-se a influência da flexibilidade do chassis no veículos na busca por um projeto mais adequado.

2.2 Modelagem Multicorpos

A modelagem computacional de sistemas dinâmicos vem se tornando cada vez mais uma ferramenta poderosa para o desenvolvimento e aprimoramento de projetos. A criação de programas específicos para a modelagem e simulação de sistemas dinâmicos, juntamente com o incremento da capacidade de processamento dos atuais computadores, tem permitido que várias áreas da engenharia associadas à indústria automobilística se empenhem na construção de protótipos virtuais de veículos.

Considerado como uma das mais eficientes e versáteis ferramentas para o estudo da dinâmica de sistemas, o programa ADAMS apresenta-se como um pacote computacional que engloba uma série de recursos de modelagem e simulação dinâmica na forma de módulos independentes. Eles permitem que sub-sistemas importantes como pneus, motorista e conjunto propulsor e aspectos como flexibilidade de componentes e sistemas de controle sejam agregados ao modelo global do veículo de forma prática e funcional.

Com base nos recursos oferecidos pelo programa, a modelagem computacional pode ser realizada através das seguintes etapas:

a) Criação de partes do modelo

Dentro do ambiente de modelagem do programa podem existir 3 tipos de partes diferentes que compõe o modelo:

- Corpo rígido – É um elemento que tem propriedades de inércia, mas não se deforma. É possível adicionar geometrias simples ou complexas através de operações “booleanas” em sólidos.

- Massa pontual – Representa um elemento que não possui orientação, somente massa e localização dentro do ambiente virtual.

- Corpo flexível – São partes representando componentes flexíveis dentro do sistema MBS através do método dos modos assumidos.

Os três tipos de partes podem ser integradas em um mesmo modelo conforme a necessidade de representação do sistema real. Inúmeros trabalhos estudam o comportamento de sistemas multicorpos que possuem algum componente notadamente flexível como, por exemplo, a consideração de um chassi flexível em um modelo de veículo articulado pesado.

Normalmente nesta etapa são gerados os desenhos CAD relativos aos componentes do veículo com o intuito de se obter suas propriedades individuais: geometria, massa e momentos de inércia.

As funções da geometria durante a modelagem são basicamente: representar graficamente o objeto modelado e servir de referência para a adição de restrições cinemáticas e forças. Tendo em vista estes aspectos, a geometria dos componentes é adicionada ao modelo do veículo utilizando os recursos de importação de arquivos do tipo IGES (Initial Graphics Exchange Specification).

Com base nos componentes do veículo, uma série de partes do tipo corpo rígido são criadas no modelo, passando a ser representadas pela geometria importada do programa CAD e pelas suas respectivas propriedades de massa e inércia.

Ao final desta etapa, o modelo fica constituído por um conjunto de partes representadas por geometrias e com valores definidos para as propriedades: massa, posição do centro de gravidade, momentos principais de inércia e orientação dos eixos principais de inércia.

b) Adição de restrições cinemáticas e movimentos

As restrições definem os graus de liberdade de uma parte e como ela se movimenta em relação às outras. Uma série de restrições pode ser incorporada ao modelo:

- Juntas – Representam matematicamente as juntas que são encontradas em mecanismos, sendo formuladas em termos de uma ou mais restrições primitivas. Podem ser

classificadas em: 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.

- Restrições de curva – Definem o acoplamento entre partes segundo movimentos específicos. Um exemplo de aplicação para este tipo de restrição é o desenvolvimento de mecanismos de came-seguidor, onde um ponto ou superfície do seguidor segue a trajetória curva determinada pela superfície da came.

- Funções geradoras de movimentos – Especificam movimentos de translação ou rotação nas juntas através de funções no tempo.

c) Adição de forças resistivas ou que induzem movimentos

As forças que podem ser incluídas nos modelos podem ser divididas em:

- Forças aplicadas – São recursos oferecidos pelo programa ADAMS para definição de forças e torques aplicados entre as partes. A intensidade e direção das forças podem ser definidas através de funções matemáticas que envolvem o tempo e/ou características físicas do modelo. Como exemplo deste recurso pode ser citada a caracterização de uma força de contato em que o valor da força depende de quanto uma parte penetra em outra e de características de rigidez e amortecimento de contato.

- Gravitacional – reproduz o campo gravitacional que atua nas partes, sendo caracterizado por um vetor que contém os componentes da aceleração nas 3 direções do referencial global do modelo.

- Conectores flexíveis – Representam um conjunto de forças especiais que definem componentes utilizados em grande parte dos mecanismos. A caracterização destas forças envolve a determinação de uma série de parâmetros geométricos e físicos, com o intuito de reproduzir o comportamento destes componentes durante a simulação do modelo.

Os elementos de força introduzidos no modelo visam representar comportamentos específicos de componentes flexíveis e hidráulicos existentes no veículo, como molas, amortecedores, buchas e pneus. A caracterização desses elementos representa um dos maiores desafios da modelagem de sistemas devido ao grande número de parâmetros e à dificuldade associada a sua determinação experimental.

A força do tipo mola-amortecedor (Spring-damper) leva em conta o deslocamento e a velocidade entre os pontos em que foi definida para reproduzir o comportamento típico de

uma mola associada a um amortecedor. Além das posições de ancoragem, é necessário também definir os parâmetros de rigidez e amortecimento envolvidos.

De forma semelhante, a força do tipo bucha (Bushing) busca representar o comportamento de um elemento elástico deste tipo, presente principalmente nas suspensões de um veículo. Para sua definição, os parâmetros de rigidez e amortecimento são especificados em três direções.

A força que representa o comportamento dos pneus pode ser definida de várias maneiras: força do tipo mola-amortecedor, força de contato entre esfera-plano ou modelos específicos de pneus. Desta forma, a caracterização dos pneus dependerá, no mínimo, da definição de uma rigidez e um amortecimento.

Em casos mais complexos, vários outros parâmetros são incorporados ao modelo como:

- Coeficientes de rigidez radial e longitudinal;
- Coeficientes de rigidez lateral, devido ao ângulo de desvio (Slip angle) e devido ao ângulo de camber;
- Coeficiente de resistência ao rolamento;
- Fator de amortecimento radial dado pela relação entre o amortecimento do pneu e o amortecimento crítico;
- Coeficientes de atrito estático e dinâmico.

d) Refinamentos de modelagem

Dependendo da complexidade do sistema real, vários refinamentos podem ser introduzidos no modelo com a finalidade de obter uma representação mais fiel do seu comportamento, por exemplo:

- Definição de sistemas de controle usando equações de estado lineares ou gerais.

- Parametrização de variáveis - Permite que características físicas e geométricas sejam alteradas automaticamente através da mudança em valores de variáveis específicas. Desta forma, o comportamento de um modelo pode ser analisado em função da alteração de suas características físicas e/ou geométricas. Procedimentos de otimização tradicional e planejamento experimental utilizam-se das variáveis parametrizadas para promoverem mudanças nas características do modelo durante a busca por uma configuração ótima.

CAPÍTULO III

DINÂMICA DE VEÍCULOS

3.1 Considerações gerais

O estudo da dinâmica veicular pode ser realizado através de metodologias empíricas ou analíticas, e mais recentemente com uma aplicação conjunta destas duas.

A metodologia empírica usa a tentativa e erro para aprender sobre os fatores que influenciam no desempenho do veículo, como e em que condições eles se apresentam. Apesar de apresentar resultados confiáveis, este método é caracterizado por ser de elevado custo considerando aspectos como a infra-estrutura de ensaios. A dificuldade de extrapolar resultados obtidos para diferentes condições ou novos fatores envolvidos também contribui negativamente. Isto acontece principalmente porque não se conhece de forma determinística como alterações no projeto ou em suas propriedades afetam o desempenho do veículo.

Já o método analítico baseia-se nas leis físicas para prever as respostas de interesse através da construção e solução de modelos matemáticos. Nesta abordagem figura um aspecto importante que é o grau de complexidade do modelo. Normalmente espera-se de um modelo mais complexo um nível de fidelidade maior com relação as situações reais que tenta prever, muito embora, isto seja proporcional ao aumento do custo computacional.

O uso em conjunto destas metodologias supre suas deficiências, uma vez que os resultados confiáveis obtidos de um ensaio experimental podem ser confrontados com os resultados obtidos pelos modelos computacionais, proporcionando a verificação de sua precisão e robustez. Uma vez que isto é feito, estes modelos tornam-se fontes de dados para posteriores análises.

Mais especificamente, estes métodos representam para a dinâmica de veículos um auxílio no estudo de seu foco principal que são os movimentos de um veículo sobre uma pista, como a aceleração, frenagem, curva e os movimentos verticais, conhecidos no como “*Ride*”.

Para os movimentos de aceleração, frenagem e maioria das análises de curva, o veículo pode ser considerado como um corpo único, sendo representado por uma propriedade de inércia localizada no seu centro de gravidade.

De maneira geral, o comportamento dinâmico é determinado principalmente pelas forças impostas sobre o veículo através dos pneus, gravidade e da aerodinâmica. Para a

determinação das forças associadas aos eixos sobre determinadas condições é feita mediante uma aplicação da 2ª Lei de Newton.

Figura 3.1 - Forças nos eixos do veículo.

As equações 3.1 e 3.2 mostram como os carregamentos nos eixos dianteiro e traseiro são calculados através dos parâmetros da figura 3.1. Outro conceito básico da dinâmica de veículos mostrado pelas equações é a transferência de peso, que ocorre quando o veículo é submetido a uma aceleração longitudinal e seu peso passa de um eixo para o outro.

$$W_f = \frac{1}{L} \cdot \left(W \cdot c \cdot \cos \theta - R_{hx} \cdot h_h - R_{hz} \cdot d_h - \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h - D_a \cdot h_a - W \cdot h \cdot \sin \theta \right) \quad (3.1)$$

$$W_r = \frac{1}{L} \cdot \left(W \cdot b \cdot \cos \theta + R_{hx} \cdot h_h + R_{hz} \cdot (d_h + L) + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h + D_a \cdot h_a + W \cdot h \cdot \sin \theta \right) \quad (3.2)$$

Antes que conceitos matemáticos associados à dinâmica sejam apresentados com maior ênfase, segue-se uma descrição básica dos componentes automotivos mais importantes, tendo em vista que vários conceitos funcionais e aspectos construtivos representam freqüentemente parâmetros nas análises e otimizações.

3.2 Sistemas e Componentes

3.2.1 Componentes Estruturais

De forma geral, a estrutura de um veículo pode ser dividida em dois tipos, o quadro de chassi e o monobloco.

O quadro de chassi ou simplesmente chassi é encontrado normalmente em veículos grandes e veículos comerciais onde serve de suporte para os demais componentes mecânicos como suspensões, conjunto propulsor e carroceria. Promove a resistência à torção e flexão absorvendo uma parcela da energia proveniente da pista, atendendo estas finalidades dentro do limite elástico do material (Kamal, 1982).

Estruturalmente o quadro de chassi ou simplesmente chassi, é composto de perfis metálicos de seção aberta ou fechada chamados de longarinas (perfis longitudinais) e travessas (perfis transversais paralelos ou diagonais), cuja configuração depende de uma série de critérios como a resistência, rigidez e necessidade de fixação dos componentes.

O chassi do tipo escada (travessas paralelas) é o mais comum, tendo como principal vantagem a facilidade de instalação de componentes. A configuração com travessas diagonais (ou tipo X) é mais resistente aos esforços, porém ocupa maior espaço e contribui para a elevação do CG do veículo, além de apresentar um custo de produção mais elevado.

Do ponto de vista de projeto, a análise da resistência ao carregamento de um chassi considerando uma determinada vida útil, assim como a análise da deflexão longitudinal máxima e análise da resistência à torção, são os aspectos importantes a serem considerados.

A carroceria é uma sub-estrutura fixada sobre o quadro de chassi que deve atender às condições de carga, segurança e conforto, recomendadas por normas e exigido pelo consumidor. No seu projeto é necessário o conhecimento de determinadas informações como as dimensões, o tipo de construção, o tipo da suspensão, o posicionamento dos suportes do conjunto propulsor, a localização dos bancos, os pontos de fixação com o quadro de chassi, além de várias outras informações que são usadas para a determinação das cargas aplicadas à estrutura.

A determinação analítica das tensões em uma carroceria é difícil, pois se trata de uma estrutura complexa. Para isto, são utilizados freqüentemente códigos numéricos baseados em métodos da energia com simplificações introduzidas para facilitar a determinação das tensões (Happian-Smith, 2002).

De maneira geral a análise detalhada das tensões em carrocerias tem sido feita através do método dos elementos finitos. Além de apresentar as vantagens oferecidas pela simulação numérica esta metodologia representa a possibilidade da aplicação de

procedimentos de otimização numérica visando resolver os problemas estruturais de forma automática.

O segundo tipo de estrutura encontrado nos veículos é uma estrutura resultante da união entre um quadro do chassis e uma carroceria, chamado de monobloco. Neste caso, recai sobre a estrutura da carroceria a função de suportar as cargas aplicadas pelas suspensões e a manutenção de suas funções normais como garantir a funcionalidade de mecanismos, manter as portas fechadas, etc.

O aspecto de rigidez representa uma característica na qual as dimensões de um veículo exercem uma grande influência. Por exemplo, sabe-se que a deflexão varia na quarta potência do comprimento, desta forma, o aumento da distância entre eixos no projeto de um veículo implicará na necessidade em um aumento bem maior na sua rigidez para que sejam mantidas as condições de deflexão normais. A experiência mostra que para aumentar a rigidez de uma carroceria, deve ser adicionado reforço estrutural na parte inferior do veículo, uma vez que, a contribuição do teto levando em conta as atuais limitações das dimensões das colunas, é praticamente constante e independente das dimensões e categoria do veículo.

3.2.2 Componentes Flexíveis e Dissipativos

Nesta categoria figuram basicamente os elementos como as molas, amortecedores, coxins e pneus.

As molas são elementos flexíveis que unem as partes móveis dos componentes da suspensão fazendo a ligação entre a massa suspensa (carroceria) e a não suspensa do veículo. Neste contexto, a função principal das molas é sofrer deflexões, armazenando na forma de energia potencial os movimentos que ocorrem entre a suspensão do veículo e sua estrutura. Do ponto de vista da dinâmica, sua função representa uma flexibilidade ao sistema, agindo como um filtro de vibrações provenientes principalmente das irregularidades da pista.

Vale ressaltar que a contribuição de uma mola como sistema dinâmico próprio é freqüentemente negligenciada na modelagem de sistemas mecânicos em função das altas freqüências naturais que apresentam.

As molas são construídas a partir de materiais de diferentes origens e estados físicos (sólido, líquido e gasoso). Sendo que seu aspecto mais importante é a rigidez, definida a partir de diversos parâmetros com a forma e material. Basicamente as molas de suspensão são encontradas na forma de molas helicoidais, molas de torção, molas de lâminas e molas a ar.

E função do bom desempenho e baixo custo, as molas helicoidais representam o tipo mais utilizado em suspensões automotivas, utilizando a propriedade elástica de um fio ou arame em torção para produzir uma relação entre força e deslocamento. Sua forma mais usual apresenta constantes os diâmetros da espira e do fio. Contudo, existe uma série de variações envolvendo esses parâmetros, bem como tipos de extremidades, número de espiras ativas, passo da hélice, tipo de material, etc.

Normalmente estas molas trabalham sob compressão num comportamento linear, obedecendo a lei de Hooke. Desta forma, na fase elástica do material as deformações serão proporcionais ao esforço aplicado. Assim surge um parâmetro importante que relaciona a deflexão da mola com o seu carregamento, sendo chamado de coeficiente de rigidez (*"Spring Rate"*).

Uma formulação analítica capaz de estimar a rigidez da mola com base nas suas propriedades geométricas e de material, pode ser deduzida da resistência dos materiais (Milliken e Milliken, 1995).

A seleção de molas helicoidais para um projeto pode ainda levar em conta, a máxima tensão cisalhante causada pela curvatura do arame na mola durante a aplicação de carga.

A mola de torção se enquadra como outro tipo de mola, em que a propriedade elástica de uma barra longa e fina é usada para produzir uma relação entre esforços e deslocamento de forma semelhante ao que ocorre com as molas helicoidais. Estas molas são normalmente empregadas nas suspensões automotivas com a finalidade de reduzir o ângulo de rolamento da carroceria em situações de curvas (movimento de rotação em torno do eixo longitudinal), sendo chamadas de barras estabilizadoras.

Seu funcionamento baseia-se na transformação dos esforços resultantes do rolamento da carroceria com relação a suspensão em torque na barra estabilizadora, que resiste a este movimento de acordo com a sua resistência à torção caracterizada pela geometria da seção transversal e propriedade do material.

A influência da mola de torção sobre um sistema dinâmico se caracteriza basicamente com a definição de um coeficiente ou curva de rigidez, semelhante às molas helicoidais.

De maneira geral, as expressões matemáticas escritas para se determinar a rigidez desta mola representam boas estimativas somente para pequenos valores do ângulo de rotação. Basicamente seu dimensionamento depende da definição da máxima tensão cisalhante e mais considerações sobre seu desempenho com seções circulares e quadradas podem ser vistas em Milliken e Milliken (1995).

Além das molas helicoidais e de torção, outro tipo de mola bastante empregado principalmente em veículos de carga são as molas de lâminas. A caracterização de seu comportamento é mais complexa, devido ao maior número de variáveis envolvidas na sua definição geométrica e física. Por exemplo, a largura e a espessura das lâminas podem ser combinadas ou em alguns casos podem variar ao longo do comprimento, a fixação e a aplicação do carregamento também podem ser modificadas.

Estendendo a formulação analítica desenvolvida para a flexão simples de uma viga de perfil quadrado com extremidades engastada e livre e desconsiderando o atrito existente entre as lâminas, podem ser escritas as expressões básicas para a análise do comportamento de uma mola de lâmina.

Um quarto tipo de mola é a mola a ar, consiste em um conjunto formado por um fole feito de camadas de borracha reforçada por cordonéis de alta tenacidade, fechado por fixações metálicas formando um reservatório estanque. Esse conjunto é projetado para operar com pressão interna de ar comprimido, podendo também ser utilizado água ou soluções de água-glicol como fluido interno.

A energia introduzida no sistema pelas irregularidades da pista é transmitida à mola a ar, sendo então transformada em movimento pela compressão do ar dentro da mola.

Os parâmetros que determinam as características de molas a ar são a altura de projeto (ponto ou a faixa ideal de altura na qual a carga deve ser sustentada), a área efetiva (área reativa necessária para suportar uma determinada carga a uma pressão interna específica), a carga, a pressão e volume internos.

Uma segunda classe de componentes flexíveis e dissipativos muito importante é o amortecedor. Consiste em elementos de ligação que têm a tarefa de limitar a velocidade e a amplitude de movimentos que ocorrem entre os sistemas de um veículo através da dissipação de energia cinética em calor. São encontrados normalmente entre as suspensões e o chassi, mas em alguns casos aparecem entre o chassi e a carroceria e no sistema de direção do veículo (Gillespie, 1992).

A história do amortecimento em veículos tem seu início em meados do século 19 com a dissipação de energia sendo feita através do atrito entre as lâminas das molas empregadas em carruagens (Dixon, 1999). Com o aparecimento do motor de combustão interna houve um aumento da velocidade de operação dos veículos, promovendo o interesse pela descoberta de novas formas de amortecimento que permitisse dissipar uma maior quantidade de energia.

Atualmente o amortecimento nos dispositivos é baseado no atrito viscoso de fluidos, que promove uma dissipação de energia proporcional à velocidade ou proporcional ao quadrado da velocidade devido efeitos de turbulência.

Analisando o veículo como um sistema dinâmico vibratório, podemos observar que o amortecimento imposto por estes dispositivos serve fundamentalmente para evitar oscilações indesejáveis dos componentes, respostas com “overshoot” e influência de ressonâncias.

Do ponto de vista da montagem dos amortecedores, duas preocupações são importantes para garantir seu desempenho. Primeiro é a necessidade de diminuir a transmissão de vibrações de pequena amplitude e alta frequência para a estrutura do veículo. Isto é feito com a utilização de buchas de borracha nas extremidades do amortecedor. E o segundo aspecto que deve ser observado, é a inclinação de montagem do amortecedor considerando que a posição vertical é a mais eficiente, uma vez que toda a componente da velocidade passa por ele. Recomenda-se que a inclinação do amortecedor em relação à vertical não exceda 30°, o que significaria uma perda de mais de 15% de eficiência. Além disto, inclinações maiores que 45° podem também resultar em problemas de sucção de gás pelo pistão do amortecedor.

Matematicamente o comportamento do amortecedor pode ser traduzido como uma proporcionalidade (coeficiente de amortecimento) entre a velocidade (entre seus terminais) e a força resistiva. No entanto, sua atuação é não-linear e diferenciada em função do sentido de operação, aplicando maior resistência ao movimento durante a tração (alongamento) do que durante a compressão. Segundo Gillespie (1992) a relação entre cargas de compressão e extensão é normalmente de 30/70 para veículos de passageiros.

A atuação de um amortecedor pode ser vista sob três formas, a passiva, a semi-ativa e a ativa, se diferenciando basicamente pela possibilidade de alteração da absorção de energia durante o movimento do veículo. As diferentes influências destas atuações têm sido estudadas como em Hac (1993), Karnopp (1990) e Nürnberger (1999).

As buchas de suspensão e coxins também são componentes flexíveis encontrados nos veículos, sendo caracterizados pela sua simplicidade. Podem ser encontrados na fixação de braços das suspensões, barras estabilizadoras, molas e amortecedores. Na forma de coxins encontram-se na montagem do conjunto propulsor e da carroceria no chassis do veículo.

Geralmente a bucha de suspensão é composta por uma peça cilíndrica de borracha protegida internamente e externamente por superfícies metálicas.

Para os veículos de passeio estes dispositivos são feitos de borracha vulcanizada com a função principal de isolar as vibrações e de compensar possíveis erros de alinhamento e fabricação das peças. Contudo, para casos mais específicos como veículos de alto desempenho ou competição existem buchas de metal, plástico (“Urethane bushings”) e nylon. Em comparação com as buchas de borracha, estes materiais apresentam maior

rigidez, impedindo que folgas ou deflexões entre componentes das suspensões e da direção prejudiquem a manobrabilidade e o alto desempenho.

Sendo feitos de borracha apresentam naturalmente um comportamento não-linear dependente da deformação, mas que em alguns casos pode ser aproximado por uma relação linear entre força e deformação. Neste caso a aplicação de deformações senoidais com diferentes amplitudes resultará em sinais de força também senoidais de mesma frequência, mas defasados. Geralmente esta defasagem é usada para indicar o nível de amortecimento.

De maneira geral a literatura tem apresentado os pneus como um dos elementos mais importantes presentes em um veículo. Esta importância é atribuída às suas funções de suportar o carregamento vertical, absorver impactos e desenvolver as forças longitudinais e laterais associadas ao movimento do veículo sobre a pista.

Gillespie (1992) enfatiza que, com exceção das forças aerodinâmicas, todas as demais forças de excitação externas e de controle que agem no veículo são geradas no contato entre o pneu e o solo. Isto torna o estudo do comportamento dinâmico dos pneus um aspecto fundamental na análise dinâmica e no projeto estrutural de veículos.

Atualmente a estrutura dos pneus é composta de uma carcaça moldada em uma matriz de borracha macia reforçada com cordões flexíveis (lonas) de elevado módulo de elasticidade. Estes são responsáveis por suportar as tensões, enquanto que a matriz de borracha serve de suporte estrutural e como elemento de vedação para o gás de enchimento.

Revestindo o perímetro externo do pneu está a banda de rodagem, que é a parte de borracha composta por gomos e canais que mantém contato com a pista. Sua altura típica para veículos de passeio é de 8 mm quando nova (12 a 14 mm para caminhões), proporcionando as condições necessárias de aderência, resistência ao desgaste, refrigeração e drenagem de água.

Entre os diversos parâmetros de projeto que influenciam a dinâmica do pneu deve-se destacar o ângulo entre os fios das lonas que compõe a carcaça e o plano circunferencial de simetria do pneu. De acordo com esta característica, os pneus são classificados em diagonais e radiais. Os pneus diagonais apresentam várias camadas de lonas dispostas segundo um ângulo de aproximadamente 35° a 40°. Em operação, 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 segundo um ângulo de 90° em relação ao plano circunferencial, sendo reforçadas na região da banda de rodagem por uma cinta composta de lonas com pequeno ângulo (cerca de 20°) com a periferia do pneu. Esta

configuração proporciona vantagens como baixa distorção da carcaça quando submetida a flexão, ausência de escorregamento entre a banda de rodagem e a pista e menor desgaste.

As forças provenientes de um pneu são resultantes de esforços normais e cisalhantes distribuídos pela área de contato pneu-solo, sendo geradas basicamente por dois mecanismos. O principal mecanismo é a adesão superficial que está associado à ligação intermolecular da borracha com os agregados da pista. A histerese representa a perda de energia da borracha, contribuindo para a geração das forças à medida que a banda se deforma ao deslizar sobre os agregados da pista.

As propriedades de tração dos pneus são comumente relacionadas ao coeficiente de atrito nas condições de força máxima (atrito estático) e de escorregamento total (atrito dinâmico). Estes coeficientes dependem de uma série de fatores, dentre os quais destacam-se a carga vertical, a superfície da pista e a pressão de enchimento e a velocidade.

O aumento da carga vertical reduz o coeficiente de atrito tanto em pista seca quanto pista molhada. Isto significa que à medida que a carga vertical aumenta, a força máxima de atrito não aumenta proporcionalmente.

As condições da superfície da pista exercem influência direta nos coeficientes de atrito, uma vez que o pneu isolado não pode desenvolver este tipo de força. Em pista seca, a pressão de enchimento exerce pouca influência no coeficiente de atrito. Em pista molhada, a elevação da pressão provoca um aumento significativo de ambos coeficientes. Este aumento ocorre porque a elevação da pressão reduz a área de contato e aumenta a pressão específica sobre ela, tornando mais fácil o rompimento da camada de água que se forma sobre a pista. Aliado a isto, ocorre um alargamento dos canais de escoamento de água da banda de rodagem, melhorando a drenagem.

Em pista seca, o aumento da velocidade acarreta uma redução dos coeficientes de atrito. Em pista molhada, esta característica é ainda mais acentuada devido à dificuldade crescente de drenagem sob a banda de rodagem. Em casos extremos pode ocorrer o fenômeno de aquaplanagem, que acontece quando o pneu girando sobre a água adquire sustentação hidrodinâmica e perde completamente o contato com o solo.

As propriedades laterais de um pneu aparecem quando durante seu rolamento uma força lateral o desvia de sua rota, criando um ângulo de desvio ("*Slip angle*") entre a direção do seu plano vertical de simetria e a direção do movimento de translação. À medida que o pneu avança na direção do movimento, os elementos da banda permanecem em contato com o solo, mas são defletidos lateralmente em relação ao pneu. Quando a força lateral agindo no elemento ultrapassa a força limite de atrito disponível, ocorre o deslizamento. A integral das forças elementares sobre a área de contato fornece a força lateral total agindo no seu centróide.

Normalmente, o comportamento lateral de pneus é caracterizado em condições de regime permanente (carga vertical e ângulo de desvio constantes), sendo que a inclinação inicial da curva da força lateral com relação ao ângulo de desvio recebe o nome de rigidez lateral (*“Cornering stiffness”*). A capacidade de geração de forças laterais depende de diversos fatores construtivos e operacionais de um pneu como o tipo, a carga vertical e a pressão de enchimento.

A resistência ao rolamento é uma das mais importantes forças que atuam no sentido de retardar o movimento do veículo. Esta força ocorre sempre que o pneu começa a girar e sua origem é atribuída a diversos fatores, associados principalmente à dissipação de energia que ocorre nos pneus durante o giro. Os fatores que afetam esta resistência são todos aqueles que de alguma forma exercem influência sobre a intensidade da dissipação de energia nos pneus, como pressão de enchimento do pneu (que afeta a sua rigidez e conseqüentemente a sua deflexão sob carga), temperatura (também exerce influência sobre a rigidez) e a velocidade (afeta a taxa com que a energia é dissipada).

A resistência ao rolamento pode ser expressa através medições experimentais para uma determinada condição de uso específica, ou estimada de acordo com expressões empíricas desenvolvidas para diversas aplicações (Gillespie 1992).

3.2.3 Sistemas de Suspensão

São consideradas como funções de um sistema de suspensão, manter as rodas em contato permanente com o solo, suportar as forças de controle nos pneus, resistir ao rolamento da carroceria, proporcionar flexibilidade vertical e isolar o veículo das irregularidades da pista.

De maneira geral o sistema de suspensão influencia a dinâmica do veículo em vários aspectos como conforto, estabilidade lateral e controle direcional, tendo como requisitos de avaliação o seu desempenho, custo, peso, dimensões, fabricação e montagem.

Os sistemas de suspensão podem ser encontrados com eixos rígidos e suspensões independentes.

Como eixo rígido, as rodas são montadas nas extremidades de um eixo e por isso apresentam movimentos dependentes. Devido às suas características estruturais, os eixos rígidos são normalmente encontrados em veículos de grande capacidade de carga. A principal vantagem observada em suspensões por eixo rígido é a manutenção do ângulo de camber e do alinhamento das rodas, independentemente dos movimentos da carroceria. Contudo, o peso elevado e o grande espaço necessário para montagem restringem a sua aplicação em veículos mais compactos.

Como suspensão independente, as rodas possuem movimentos independentes proporcionando vantagens do ponto de vista do projeto de um veículo como maior curso da suspensão e maior rigidez ao rolamento da carroceria. Estas suspensões são utilizadas em suspensões dianteiras e traseiras de veículos de passeio sob diferentes configurações como Trailing Arm, Short-long Arm, Macpherson e Twist Beam Axle [1].

3.2.4 Sistemas de Propulsão e Transmissão

O motor ou propulsor é a unidade geradora de energia para o movimento do veículo. Suas principais características são definidas por suas curvas de torque e potência em função da rotação. Estas curvas são obtidas através testes realizados em bancos dinamométricos.

Essencialmente a transmissão conduz a potência gerada no motor às rodas permitindo que o veículo inicie o movimento a partir do repouso com o motor funcionando continuamente, possibilitando a imobilização do veículo através da separação entre motor e rodas, estabelecendo uma relação de transmissão variável entre motor e rodas.

Happian-Smith (2002) afirma que freqüentemente os componentes do sistema de propulsão e transmissão são considerados parcelas significativas na característica estrutural do veículo, principalmente quando são analisados os aspectos de ruído, vibrações e rumorosidade (“NVH – Noise Vibration e Harshness”). Desta forma, a rigidez do conjunto será importante para a determinação de magnitudes e freqüências de vibração, além de contribuir para a integridade física do veículo em situações de colisão. Nestas situações as dimensões e propriedades de inércia do sistema devem ser levadas em consideração pela possibilidade de intrusão no espaço dos ocupantes.

O posicionamento destes no veículo tem implicações no veículo afetando, aspectos como o espaço disponível no veículo para montagem dos componentes, a distribuição de peso (considerando que são pesados), a resistência da estrutura que suporta o torque motriz, os aspectos de conforto e manobrabilidade e a segurança da estrutura e proteção dos ocupantes.

Um componente do sistema de transmissão é o diferencial, principalmente quando se trata de veículos com tração nas quatro rodas (4x4). Neste caso, o comportamento do diferencial diante das diversas condições de uso do veículo define a qualidade e segurança de direção. Consiste em um dispositivo que tem a função de equilibrar as velocidades e torques entre as rodas de um eixo em situações em que o veículo realiza uma curva. Neste caso, os pneus externos percorrem um caminho mais

longo que os internos girando mais voltas. A diferença dessas voltas é compensada no diferencial através de engrenagens cônicas, chamadas de planetárias e satélites.

3.3 Análise do comportamento dinâmico

A análise do comportamento dinâmico de um veículo envolve o estudo de vários aspectos associados aos seus movimentos e de seus sub-sistemas.

Dixon (1999) classifica o comportamento de um veículo em duas categorias. A primeira refere-se aos estudos dos movimentos característicos da estrutura devido às irregularidades de pista como movimentos verticais e de rotação (*"ride"*). Neste aspecto as suspensões têm um papel fundamental, promovendo o conforto dos passageiros pela minimização dos movimentos através de uma seleção adequada de parâmetros como rigidez e amortecimento.

E a segunda é a qualidade do controle direcional do veículo pelo motorista ou *"handling"*, estando associada às características de segurança e manutenção do veículo na trajetória desejada sob altas acelerações (longitudinal e lateral).

A busca de um comportamento dinâmico adequado depende da relação de compromisso entre *"ride"* e *"handling"*, uma vez que o máximo desempenho associado a estes aspectos não pode ser obtido simultaneamente. Por exemplo, a diminuição da rigidez da suspensão reduz a frequência natural da massa suspensa podendo levar a um aumento do conforto, mas pode também reduzir o desempenho do veículo em manobras de aceleração, frenagem ou curvas.

3.3.1 Dinâmica Longitudinal

A análise do comportamento longitudinal do veículo depende inicialmente do estudo de seu desempenho à aceleração. Segundo Gillepie (1992), este desempenho a altas velocidades depende fundamentalmente das características do conjunto propulsor e a baixas velocidades depende da capacidade de tração dos pneus no solo.

3.3.1.1 Desempenho em Aceleração Limitada pela Potência

Tendo a potência do motor como limitante, o equacionamento do desempenho se baseia na segunda lei de Newton escrita na direção longitudinal do veículo e relaciona as forças de tração, de resistência ao rolamento, de arrasto aerodinâmico e inclinação da pista, conforme mostrado na equação (3.3):

$$F_x - \underbrace{(R_x - D_a - F_{inc})}_{\text{Forças de resistência}} = (M + M_r) \cdot a_x$$

(3.3)

- onde:
- F_x é a força disponível para vencer as resistências ao movimento;
 - R_x representa a parcela da resistência devido ao rolamento dos pneus;
 - D_a indica a resistência gerada pelo arrasto aerodinâmico do veículo;
 - F_{inc} define a influência da inclinação da pista;
 - M é massa do veículo;
 - M_r representa a inércia rotativa dos componentes.

A força de tração (F_x) é a força disponibilizada pelo motor e transmitida ao solo, pode ser escrita como na equação (3.4):

$$F_x = \frac{T_e \cdot N_{tf} \cdot \eta_{tf}}{r}$$

(3.4)

- onde:
- T_e é o torque no motor;
 - N_{tf} representa a relação de transmissão total para determinada marcha contabilizada desde a caixa de câmbio até os semi-eixos das rodas.
 - η_{tf} indica o coeficiente de eficiência da transmissão, levando em conta as perdas mecânicas e viscosas.

A força de resistência ao rolamento (R_x) representa uma das principais parcelas de resistência ao movimento do veículo. Entre os fatores responsáveis por esta força podemos citar: a dissipação de energia devido a deflexão das laterais da carcaça dos pneus e bandas de rodagem, deflexão da superfície da pista e arrasto aerodinâmico interno e externo dos pneus.

Várias formulações têm sido desenvolvidas para tentar representar a resistência imposta pelos pneus ao movimento do veículo. Entretanto, o estabelecimento de uma equação geral que leva em conta todas as variáveis envolvidas é uma tarefa praticamente impossível devido ao elevado nível de interações entre cada um dos fatores.

De maneira geral, as formulações tentam representar a resistência ao rolamento como função da velocidade do veículo, levando em conta na forma de parâmetros de ajuste,

os fatores de pressão de enchimento, temperatura, carregamento e características específicas do pneu, conforme mostrado na equação (3.5):

$$R_x = f_r \cdot W \quad (3.5)$$

onde:

- f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento;
- W é o peso total do veículo

Assim, a definição da força de resistência ao rolamento depende da caracterização do coeficiente adequado para a aplicação em estudo. Dentre as abordagens apresentadas destaca-se uma formulação que representa o coeficiente de resistência como uma função quadrática da velocidade, conforme equação (3.6):

$$f_r = f_o + 0,00258 \cdot f_s \cdot v^{2,5} \quad (3.6)$$

onde: - f_o e f_s são parâmetros dependentes da pressão de enchimento dos pneus e da superfície da pista;

- v é a velocidade do veículo em m/s.

O coeficiente de resistência pode ser também representado através de uma constante estimada de maneira mais geral segundo a tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Coeficientes de resistência ao rolamento.

<i>Tipo de Veículo</i>	<i>Concreto</i>	<i>Superfície de dureza intermediária</i>	<i>Areia</i>
<i>Passageiro</i>	0.015	0.08	0.30
<i>Caminhão leve</i>	0.012	0.06	0.25
<i>Caminhão trator</i>	0.020	0.04	0.20

A força de arrasto aerodinâmico (D_a) representa a influência do ar agindo sobre o veículo como uma força de resistência dependente de várias características do meio ambiente e do próprio veículo. Hucho (1998) apresenta um estudo amplo e detalhado de todos os fenômenos associados à aerodinâmica veicular.

Basicamente, o fenômeno do arrasto aerodinâmico é importante em altas velocidades e pode ser equacionado como mostrado na equação (3.7):

$$D_a = 0,5 \cdot \rho \cdot A \cdot C_d \cdot v^2$$

(3.7)

onde:

- σ indica a densidade do ar (sendo igual a 1,3 kg/m³ em condições normais de temperatura e pressão);
- A representa a área frontal do veículo;
- C_d é o coeficiente de arrasto aerodinâmico, determinado experimentalmente e depende principalmente da forma da carroceria do veículo;
- v é a velocidade do veículo em m/s.

A força devido à inclinação da pista (F_{inc}) representa a influência de uma componente do peso a favor ou contra o movimento do veículo em pistas inclinadas pode ser escrita como na equação (3.8):

$$F_{inc} = W \cdot \sin \theta$$

(3.8)

onde:

- W é o peso total do veículo;
- θ representa o ângulo de inclinação do pista.

3.3.1.2 Desempenho em Aceleração Limitada pela Aderência

Neste aspecto da dinâmica considera-se que a aceleração pode ser limitada pelo coeficiente de atrito entre o pneu e o solo, que relaciona a força de tração pelo seu peso. Assim, a força longitudinal pode ser escrita como mostrado na equação 3.9.

$$F_x = \mu \cdot W$$

(3.9)

onde: - μ representa o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo.

Contudo, o peso do veículo distribuído em suas rodas depende do carregamento estático nos eixos e o do carregamento dinâmico, que representa transferência de peso devido aceleração lateral e longitudinal. Aliado a isto considera-se no equacionamento do desempenho, as características da suspensão (eixo rígido ou independente), diferencial (bloqueante ou não) e qual é o eixo que proporciona a tração (dianteiro, traseiro ou 4x4) [1].

Para este estudo são consideradas as características da operação normal de veículo, como, tração traseira de eixo rígido com diferencial bloqueante. Esta hipótese nos deixa com a equação 6.10 para o cálculo da força longitudinal.

$$F_x = \mu \cdot W_r = \mu \cdot \left[W \cdot \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x}{g} \cdot \frac{h}{L} \right) \right]$$

(3.10)

onde: - W_r é o peso no eixo traseiro do veículo;

- L é a distância entre eixos.

- b representa a distância entre o CG do veículo e o eixo dianteiro.

- h é a altura do CG.

- g é a gravidade.

- a_x é a aceleração experimentada pelo veículo.

Desconsiderando a ação das forças resistivas, pode-se considerar que a aceleração (a_x) é a própria força longitudinal (F_x) dividido pelo peso do veículo. Portanto a força máxima conseguida para tração do veículo fica escrita na forma da equação 3.11.

$$F_{x_{MAX}} = \frac{\mu \frac{W \cdot b}{L}}{1 - \mu \cdot \frac{h}{L}}$$

(3.11)

A partir da equação 3.11 estima-se a força de tração máxima conseguida para um veículo sob a influência de seus parâmetros característicos W , b e L .

3.3.1.3 Desempenho a Frenagem

A equação geral para o desempenho a frenagem é obtida através da segunda Lei de Newton aplicada ao modelo mostrado na figura 3.1, como mostrado na equação 3.12.

$$M \cdot a_x = -\frac{W}{g} D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_a - W \cdot \sin \theta$$

(3.12)

onde: $-F_{xf}$ e F_{xr} são as forças de frenagem no eixo dianteiro e traseiro, respectivamente.

É a partir da equação 3.12 que se desenvolve as formulações que permitem o cálculo do tempo para mudança de velocidade inclusive tempo de parada, além da distância percorrida durante a desaceleração.

Um aspecto que deve ser lembrado é que, a frenagem pode ser analisada através da energia absorvida pelo sistema de freios a partir da energia cinética experimentada pelo veículo. Portanto, dependente de sua massa e velocidade. A estimativa da absorção de energia ao longo do tempo representa a potência de frenagem e fornece indicadores do desempenho associado ao sistema de freios.

Em nível de sistema, o desempenho a frenagem está ligado ao limite de atuação dos freios. A partir desta fronteira o veículo experimenta uma perda de aderência com o travamento das rodas, e conseqüentemente a redução da força de frenagem e possível perda de controle direcional.

Na condição ideal as duas suspensões deveriam chegar ao limite simultaneamente. Contudo, o efeito da transferência de peso durante a desaceleração reduz a carga vertical nas rodas traseiras na mesma proporção que aumenta a carga nas rodas dianteiras. Este efeito produz forças máximas de frenagem diferentes, conforme mostrado nas equações 3.13 e 3.14.

$$F_{xmf} = \mu_p \cdot W_f = \mu_p \cdot \left[W_{fs} + \frac{h}{L} \frac{W}{g} \cdot D_x \right]$$

(3.13)

$$F_{xmr} = \mu_p \cdot W_r = \mu_p \cdot \left[W_{rs} - \frac{h}{L} \frac{W}{g} \cdot D_x \right]$$

(3.14)

onde: $-F_{xmf}$ e F_{xmr} são as forças de frenagem máximas no eixo dianteiro e traseiro.

- μ_p é o fator de atrito máximo;
- W_{fs} e W_{rs} são os carregamentos estáticos no eixo dianteiro e traseiro.

Este desequilíbrio nas forças de frenagem é reduzido através de um controle de proporcionalidade no circuito hidráulico do sistema. Isto permite a força no pedal de freio seja distribuída pelo sistema de forma diferente entre a suspensão dianteira e traseira.

Vale ressaltar que, a definição do tipo de sistema de freios podendo ser a disco ou tambor não fez parte dos estudos realizados, mas representa a maior contribuição para o desempenho a frenagem do veículo. Outros aspectos que influenciam na frenagem do veículo e podem ser levados em conta é a resistência ao rolamento, arrasto aerodinâmico e efeitos de inércia de componentes rotativos do conjunto propulsor.

3.3.1.4 Características Anti-Pitch na Suspensão

A transferência de peso da parte dianteira para a traseira de um veículo quando sujeito a aceleração longitudinal implica em movimentos de carroceria importantes. Estes movimentos se caracterizam com o abaixamento da suspensão traseira (“*Squat*”) e com o levantamento da suspensão dianteira (“*Liff*”). A definição adequada destes movimentos confere ao veículo características desejadas de estabilidade e segurança.

Em Gillespie (1992) encontra-se o desenvolvimento completo de como qualquer suspensão pode ser representada por um sistema com um braço de suspensão único, ou braço equivalente, conforme ilustrado na figura 3.2.

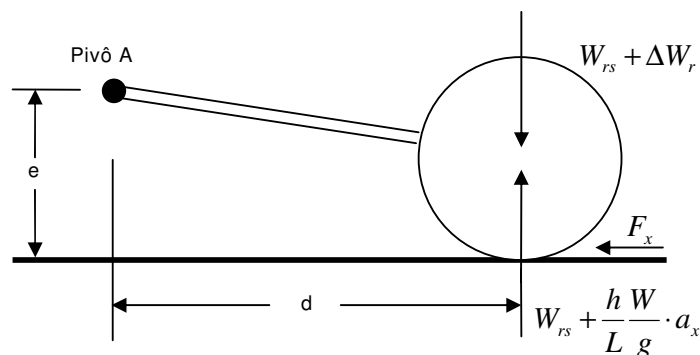


Figura 3.2 – Forças agindo no eixo traseiro durante aceleração.

O termo ΔW_r representa a variação no estado da mola de suspensão e seu valor pode ser obtido com o equilíbrio de momentos em torno do pivô A, conforme equação 3.16.

$$\Delta W_r = \frac{h}{L} \frac{W}{g} \cdot a_x - F_x \cdot \frac{e}{d} = K_r \cdot \delta_r$$

(3.16)

onde: - K_r é a rigidez da suspensão traseira;
 - δ_r representa a deflexão das suspensão.

Considera-se agora que F_x depende do peso do veículo, conforme equação 3.17.

$$F_x = M \cdot a_x = \frac{W}{g} \cdot a_x$$

(3.17)

Substituindo a equação 3.17 em 3.16, tem-se a equação 3.18 para ΔW_r igual a zero, ou seja, deflexão nula na suspensão traseira sob influência do carregamento dinâmico. Nesta condição o veículo apresenta um efeito “*anti-squat*” igual a 100%.

$$\frac{h}{L} = \frac{e}{d}$$

(3.18)

Se considerarmos que a dianteira do veículo será sujeita a uma elevação de δ_f estima-se o ângulo resultante dos dois movimentos através da equação 3.19.

$$\Theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{1}{K_r} \frac{e}{d} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} \right)$$

(3.19)

Assim para que o veículo não apresente nenhum movimento de rotação em torno de seu eixo y, basta igualar a equação 3.19 a zero, obtendo o efeito “*anti-pitch*” igual a 100%, conforme mostrado na equação 3.20.

$$\frac{e}{d} = \frac{h}{L} \cdot \left(1 + \frac{K_r}{K_f} \right)$$

(3.20)

Segundo Gillespie (1992), espera-se sempre que exista um certo grau de “squat” e “pitch” durante a aceleração do veículo. O efeito “anti-squat” não pode ser considerado sem a análise de outras formas de desempenho do veículo, uma vez que, este efeito pode ser conflitante com características de frenagem e manobrabilidade ou “handling”. Um exemplo disso é a possibilidade de aparecer uma vibração indesejada no eixo com a utilização de um braço de suspensão muito curto.

A equação 3.21 mostra uma formulação genérica que estima o valor do ângulo de rotação em função do sistema de suspensão e transmissão.

$$\Theta_p = \frac{1}{L} \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot \left(\frac{1}{K_r} \frac{h}{L} - \frac{(1-\xi)}{K_r} \frac{e_r - r}{d_r} + \frac{1}{K_f} \frac{h}{L} + \frac{\xi}{K_f} \frac{e_f - r}{d_f} \right)$$

(3.21)

onde: - ξ representa a fração da força total que é desenvolvida no eixo dianteiro;

- r é o raio da roda.

Para o caso da tração ser aplicada por um dos eixos, então basta fazer o termo r igual a zero parte da equação aplicável ao eixo.

Os efeitos de “anti-dive” e “anti-lift” também são características estudadas durante a definição de um sistema de suspensão. Neste caso, o movimento de rotação da carroceria acontece durante uma manobra de frenagem sendo resultado do levantamento da parte traseira do veículo e o abaixamento da parte dianteira. A análise deste comportamento pode-se ser feito também através da equação 3.21, mas levando-se em conta uma aceleração negativa e ξ representando a proporcionalidade de frenagem.

Na prática o valor de 100% para “anti-dive” é raramente utilizado porque pode afetar negativamente no comportamento dinâmico vertical e não fornece uma sensação de redução de velocidade ao motorista durante a parada.

3.3.2 Dinâmica Vertical

Freqüentemente para a análise matemática dos movimentos verticais torna-se necessário representar as rodas como massas separadas. Neste caso a massa que representa a estrutura principal do veículo é chamada de massa suspensa (M), e a parte associada às rodas e suspensão de massa não suspensa (m).

O termo “*Ride*” é usado como referência às vibrações percebidas pelos sentidos do tato e visão, sendo caracterizadas por estarem na faixa de 0 Hz a 25 Hz. E os fatores que definem estas vibrações constituem um ambiente considerado com um dos mais importantes no julgamento da qualidade de um veículo. Neste contexto, a análise da dinâmica envolve o estudo de 3 aspectos: As fontes de excitação, a resposta dinâmica e a tolerância a vibrações.

As fontes de excitação, em ordem decrescente de importância, vêm basicamente das irregularidades da pista, do conjunto roda/pneu, dos componentes da transmissão e propulsão.

3.2.2.1 *Excitações provenientes da pista*

Tradicionalmente as excitações provenientes da pista são representadas matematicamente como sendo movimentos impostos sob os pneus do veículo. Esta representação pode ser feita através de uma formulação baseada na função densidade espectral de potência. Borges (1999) demonstra como uma pista pode ser caracterizada pela adição de irregularidades aleatórias sobre um perfil básico formado por um conjunto de planos e obstáculos isolados de diferentes formas.

As irregularidades são definidas por uma série de harmônicos dada pela equação (3.22), onde as amplitudes A_i e A_j correspondem às frequências espaciais Ω_i e Ω_j , respectivamente, e são calculadas a partir da função densidade espectral de potência $S(\Omega)$.

$$Z(x, y) = \frac{1}{2} \left[\sum_{i=1}^n A_i \sin(\Omega_i x + \phi_i) + \sum_{j=1}^n A_j \sin(\Omega_j y + \psi_j) \right] \quad (3.22)$$

A bibliografia mostra que a função densidade espectral de potência das ondulações de uma pista pode ser representada como sendo proporcional ao inverso da frequência espacial, conforme mostra a equação (3.23).

$$S(\Omega) = C \Omega^{-N}$$

(3.23)

Os coeficientes C e N , as frequências espaciais mínima Ω_{min} e máxima Ω_{max} e o número de harmônicos n , determinam a amplitude média para os n intervalo através da integral da equação (3.24). A amplitude A_i calculada é então associada à frequência Ω_i .

$$A_i^2 = \int_{\Omega_{min_i}}^{\Omega_{max_i}} C \Omega^{-N} d\Omega$$

(3.24)

3.2.2.2 Análise da resposta dinâmica

Como comentado anteriormente, os fatores que compõe a análise dos movimentos verticais são a excitação da pista, a resposta dinâmica e a tolerância a vibrações. Do ponto de vista da resposta dinâmica, a análise de um veículo como sistema começa com o estudo de suas propriedades básicas e de seu sistema de suspensão. Uma abordagem muito utilizada para esta análise do comportamento dinâmico é a determinação das relações de entrada e saída. A entrada representa uma excitação externa e a saída é normalmente a vibração do veículo.

A relação entre as amplitudes da saída e das entradas representa um valor de ganho para o movimento, sendo conhecido como transmissibilidade. Esta relação auxilia no estudo de uma propriedade conhecida como a capacidade de absorção das irregularidades da pista, ou no termo em inglês "*Ride isolation*". Sendo aplicada através de um modelo dinâmico matemático conhecido como quarto de carro ou "*quarter-car*", conforme ilustrado na figura 3.2.

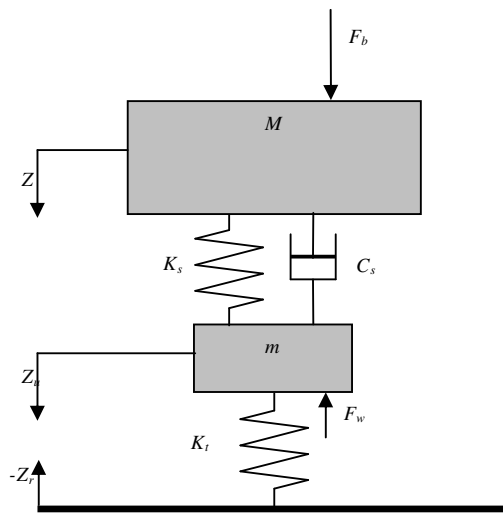


Figura 3.3 – Modelo “quarter-car”.

Neste a suspensão possui uma rigidez e um amortecimento. O pneu é representado por uma mola, embora um amortecimento seja freqüentemente incluído para caracterizar uma pequena quantidade de amortecimento devido às características visco-elásticas do pneu.

A freqüência natural vertical para cada extremidade do veículo pode ser então escrita conforme a equação 3.25.

$$\omega_d = \omega_n \cdot \sqrt{1 - \zeta_s^2} \quad (3.25)$$

onde: - A freqüência natural não amortecida é $\omega_n = \sqrt{\frac{K_e}{M}}$

- A rigidez equivalente é dada por $k_e = \frac{K_s \cdot K_t}{K_s + K_t}$

- O fator de amortecimento é dado por $\zeta_s = \frac{C_s}{\sqrt{4 \cdot K_s \cdot M}}$

Ainda considerando o diagrama de corpo livre para o modelo “quarter-car” pode-se equacionar o seu comportamento dinâmico usando a 2ª Lei de Newton, conforme equações 3.26 e 3.27.

$$M \cdot \ddot{Z} + C_s \cdot \dot{Z} + K_s \cdot Z = C_s \cdot \dot{z}_u + K_s \cdot z_u + F_b \quad (3.26)$$

$$m \cdot \ddot{Z}_u + C_s \cdot \dot{Z}_u + (K_s - K_t) \cdot Z_u = C_s \cdot \dot{Z} + K_s \cdot Z + K_t \cdot Z_r + F_w$$

(3.27)

A solução para estas equações pode ser obtida para o domínio da frequência com uma condição harmônica e em regime estacionário, conforme mostrado na equação 3.28.

$$\frac{\ddot{Z}}{\ddot{Z}_r} = \frac{K_1 \cdot K_2 + j(K_1 \cdot C \cdot \omega)}{[\kappa \cdot \omega^4 - (K_1 + K_2 \cdot \kappa + K_2) \cdot \omega^2 + K_1 \cdot K_2] + j[K_1 \cdot C \cdot \omega - (1 + \kappa) \cdot C \cdot \omega^3]}$$

(3.28)

onde:

- κ é a relação entre m e M ;
- C é a relação entre C_s e M ;
- K_1 é a relação entre K_t e M ;
- K_2 é a relação entre K_s e M .

Na figura 3.4 é ilustrado o ganho na resposta para a aceleração da massa suspensa com relação à aceleração do perfil da pista, utilizando a equação 3.28. Este valor, também conhecido como transmissibilidade, mostra que para frequências próximas de zero a massa suspensa acompanha o perfil da pista (ganho igual a 1) e para frequências próximas de 1 Hz ocorre a ressonância entre os movimentos. Nesta condição o ganho fica normalmente entre 1,5 e 3, para veículos de passageiros. À medida que a frequência aumenta o movimento da massa suspensa é atenuado podendo aparecer uma pequena elevação para frequência de 10 Hz a 12 Hz causada pelo efeito da massa não suspensa. Esta atenuação ocorre mesmo com a elevação da amplitude da aceleração da excitação da pista.

Figura 3.4 – Transmissibilidade para massa suspensa.

A análise do movimento de rotação do veículo em torno de seu eixo transversal, conhecido como “*pitch*” é importante para a caracterização do comportamento dinâmico vertical. Neste caso, o modelo usado para a definição das equações possui também, como o “quarte-car”, dois graus de liberdade, conforme ilustrado na figura 3.5.

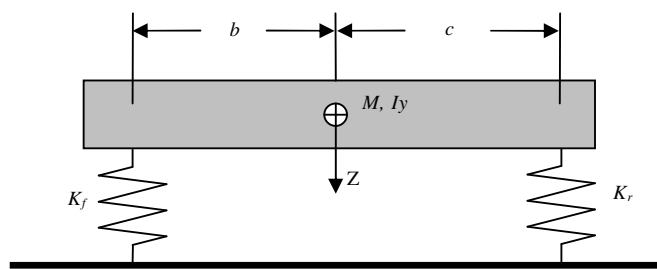


Figura 3.5 – Modelo do veículo para análise de movimento de rotação.

As frequências e os centros de movimento (nós dos modos de vibração) podem ser obtidos através das equações do movimento 3.29.

$$\begin{cases} \ddot{Z} + \alpha \cdot Z + \beta \cdot \theta = 0 \\ \ddot{\theta} + \beta \cdot Z / k^2 + \gamma \cdot \theta = 0 \end{cases}$$

(3.29)

onde:

$$\alpha = \frac{(K_f + K_r)}{M}; \quad \beta = \frac{(K_r \cdot c + K_f \cdot b)}{M}; \quad \gamma = \frac{(K_f \cdot b^2 + K_r \cdot c^2)}{M \cdot k^2}; \quad k = \sqrt{\frac{I_y}{M}}$$

Desconsiderando o amortecimento e admitindo uma resposta harmônica para Z e θ , tem-se a partir da primeira equação em 3.29 a seguinte:

$$-Z \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t + \alpha \cdot Z \cdot \sin \omega t + \beta \cdot \theta \cdot \sin \omega t = 0$$

(3.30)

A solução da equação 3.30 pode é escrita na forma da equação 3.31.

$$\frac{Z}{\theta} = -\frac{\beta}{(\alpha - \omega^2)}$$

(3.31)

Fazendo-se o mesmo para a segunda equação em 3.29, tem-se:

$$\frac{Z}{\theta} = -\frac{k^2 \cdot (\gamma - \omega^2)}{\beta}$$

(3.32)

Os valores de ω que satisfazem a equação resultante da igualdade entre 3.31 e 3.32 são as freqüências naturais de vibração, sendo obtidos através da equação 3.33.

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{(\alpha + \gamma)}{2} \pm \sqrt{\frac{(\alpha + \gamma)^2}{4} - \left(\alpha \cdot \gamma - \frac{\beta^2}{k^2} \right)}$$

(3.33)

Os centros de oscilação são calculados substituindo ω_1 e ω_2 nas equações 3.31 e 3.32. O valor de Z/θ fornece a posição do centro com relação ao CG do veículo, sendo que para um valor positivo o centro está a frente do CG e negativo está atrás.

Para uma freqüência de interesse, a posição do centro de oscilação com relação a distância entre eixos indica se o modo associado é de transação vertical (centro fora da distância entre eixos) ou rotação em torno do eixo transversal ou “*pitch*” (centro dentro do intervalo definido pelas suspensões).

As regras para boa qualidade para as características de “*Ride*” ou “*Handling*” tem sido buscadas desde 1930 nos estudos de Maurice Olley. Ele definiu através de ensaios experimentais regras importantes como a necessidade da suspensão dianteira apresentar uma taxa de rigidez 30% menor que o da suspensão traseira, a freqüência do movimento vertical ser aproximadamente 1,2 vezes a freqüência do movimento de rotação, nenhuma

das frequências deveria ser maior que 1,3 Hz e a frequência de rotação em torno do eixo longitudinal deveria ser aproximadamente igual às frequências vertical e de “pitch”.

As regras buscam entre outros objetivos, garantir que durante a passagem do veículo por obstáculos na pista, as oscilações deixem de ser preferencialmente de rotação para se tornassem oscilações verticais, mais toleráveis pelas pessoas.

3.2.2.3 Tolerância a vibrações

O estudo da dinâmica vertical se completa com a verificação da percepção humana e tolerância a vibrações. Isto inflige uma característica subjetiva às análises, aumentando a importância de fatores como o projeto dos bancos, temperatura, ventilação, espaço interno, etc. Esta característica torna o assunto controverso entre as entidades e pessoas que o estudam.

Na figura 3.6 são mostradas as propostas de regiões limitantes ao conforto dos passageiros para diferentes entidades.

Figura

Duas considerações podem ser feitas com base na figura 3.6, a medição do conforto através dos níveis RMS de aceleração experimentados pelas pessoas e a predisposição ao desconforto para faixa de frequência de 4 Hz a 8 Hz para movimentos verticais.

3.2.3 Dinâmica Lateral

O comportamento lateral de um veículo representa um aspecto importante na dinâmica global do sistema, sendo normalmente relacionado com manobrabilidade e estabilidade. Em termos gerais este aspecto pode ser entendido como a facilidade com

que o motorista consegue controlar o veículo durante uma manobra, expressando uma medida geral da combinação entre o veículo e motorista.

Para a caracterização do comportamento do veículo sem a influência do motorista, é utilizada uma abordagem chamada de “*open loop*”, que se refere à resposta do veículo quando sujeito a uma trajetória determinada.

O estudo do comportamento em curva pode ser dividido em dois momentos, curva em baixa velocidade e curva em alta velocidade. A diferença está na capacidade dos pneus em gerar forças laterais, que é praticamente insignificante em curvas de baixa velocidade, mas aumenta à medida que a velocidade cresce.

Durante a execução de curvas em alta velocidade o pneu desenvolve uma força lateral que é função do ângulo de desvio α , definido como o ângulo entre a direção do pneu e a direção da trajetória.

Teoricamente para um ângulo de desvio menor que 5 graus a relação com a força lateral é considerada constante, sendo definida pela equação (3.34). Contudo, para o modelo analítico responsável pela determinação do comportamento do pneu a função que define a força lateral é linear para quaisquer valores de α .

$$F_y = C_\alpha \cdot \alpha \quad (3.34)$$

onde: - C_α é o coeficiente de rigidez lateral devido ao ângulo de desvio.

O ângulo de esterçamento δ é um parâmetro importante sendo definido como a diferença entre a direção do pneu e a direção longitudinal do veículo. Este parâmetro pode ser deduzido através da análise geométrica do veículo em curva, sendo dado pela equação (3.35).

$$\delta = \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (3.35)$$

onde: - L é o comprimento entre eixos do veículo;

- R indica o raio de curvatura da trajetória;

- a_y representa a aceleração lateral do veículo;

- K é o gradiente de esterçamento, definido conforme a equação (3.36).

$$K = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \quad (3.36)$$

onde: - W_f é o carregamento dinâmico vertical nos pneus dianteiros;

- C_{af} é o coeficiente de rigidez lateral devido ao ângulo de desvio para os pneus dianteiros.
- W_r é o carregamento dinâmico vertical nos pneus traseiros;
- C_{ar} é o coeficiente de rigidez lateral devido ao ângulo de desvio para os pneus traseiros.

Algumas características do comportamento em curva do veículo podem ser classificadas segundo o gradiente de esterçamento como veículo neutro, sobre-esterçante, e sub-esterçante.

O veículo neutro apresenta o índice K igual a zero, de forma que o veículo pode percorrer uma curva de raio constante com velocidade variável sem que haja necessidade de introduzir correções no ângulo de esterçamento.

O veículo sobre-esterçante apresenta o índice K menor que zero e ao percorrer uma curva de raio constante com velocidade crescente, é necessário introduzir uma correção no ângulo de esterçamento no sentido de diminuí-lo.

O veículo sub-esterçante tem o índice K maior que zero e ao percorrer uma curva de raio constante com velocidade crescente, é necessário introduzir uma correção no ângulo de esterçamento no sentido de aumentá-lo.

Uma medida do desempenho em curva de um veículo é a aceleração lateral escrita no referencial fixo no veículo.

Outra consideração que pode ser feita é que para um determinado valor de K existe um valor de velocidade crítica (equação 3.37) além da qual o veículo torna-se instável.

$$v_{crítica} = \sqrt{-\frac{L \cdot g}{K}} \quad (3.37)$$

Neste caso, o nível do comportamento sub esterçante pode ser quantificado pela velocidade característica, conforme mostrado na equação 3.38. Esta velocidade representa simplesmente a condição em que o ângulo de esterçamento necessário para negociar a curva é o dobro do ângulo de Ackerman. Cabe notar que o fato de atingir ou superar este valor de velocidade não implica na instabilidade do veículo.

$$v_{característica} = \sqrt{\frac{L \cdot g}{K}} \quad (3.38)$$

CAPÍTULO IV

TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO NUMÉRICA

4.1 Considerações gerais

O conceito de otimização pode ser entendido como sendo um conjunto de procedimentos que visam promover a melhoria de uma característica tida como importante num dado sistema. Do ponto de vista matemático, esta característica é representada por uma função que ao ser minimizada ou maximizada por algoritmos numéricos define uma condição mais favorável ao sistema, conforme os critérios estabelecidos pela função.

De forma geral a formulação de um problema de otimização (Vanderplaats, 1998) depende inicialmente da definição dos seguintes aspectos:

- Função objetivo $F(\{X\})$ – define de forma matemática a característica do sistema que se deseja melhorar.

- Variáveis de projeto $\{X\}$ – parâmetros que influenciam a função objetivo.

- Restrições – restringem por meio de equações, regiões do espaço de projeto (conjunto de todas as possíveis configurações de um sistema) para a função objetivo e ainda delimitam uma faixa de variação (valor mínimo e máximo) para cada variável de projeto.

O equacionamento do problema de otimização pode ser definido como sendo:

- Minimizar : $F(\{X\})$

(4.1)

- Sujeito a :
$$\begin{cases} G_j(\{X\}) \leq 0 \\ H_k(\{X\}) = 0 \\ \{X\}^l \leq \{X\} \leq \{X\}^s \end{cases}$$

(4.2)

A equação (4.1) estabelece de forma genérica a função objetivo $F(\{X\})$ dependente das variáveis de projeto contidas no vetor $\{X\}$. Delimitando regiões dentro do espaço de projeto estão as equações em (4.2) que representam as j restrições de desigualdade $G_j(\{X\})$, as k restrições de igualdade $H_k(\{X\})$ e n restrições laterais, sendo n , o número de variáveis de projeto.

Butkewitsch (1998) ressalta que um problema pode admitir diversas formulações de otimização diferentes, existindo casos em que a importância das restrições é tão elevada que a função objetivo passa a ser apenas uma referência para se comparar o desempenho do procedimento de otimização. Desta forma, o sucesso da otimização depende muito de uma formulação competente assim como da definição de métodos de solução adequados ao problema.

A partir da formulação do problema de otimização, algoritmos numéricos tornam-se responsáveis por realizar uma busca no espaço de projeto no sentido de obter uma configuração ótima. A solução do problema de otimização consiste na determinação de valores para as variáveis de projeto contidas em $\{X\}$, tal que as condições impostas na equação (4.2) sejam satisfeitas.

Em geral, os problemas de otimização aplicados a desenvolvimento de projetos dependem da definição de mais de uma função objetivo. Nestes casos, o equilíbrio das influências de cada um dos objetivos torna-se essencial para um resultado satisfatório, como por exemplo: Na construção de uma ponte, onde deseja-se para o projeto as características de baixo peso e alta rigidez; Em uma aeronave, em que critérios como baixo consumo de combustível e alta capacidade de carga são requeridos.

O conceito de otimização multi-objetivo origina-se no trabalho de Pareto V., ao tentar resolver problemas de economia nos quais vários objetivos deveriam ser alcançados simultaneamente.

De maneira geral, existem várias técnicas que permitem a construção de uma única função a ser minimizada sendo ela montada usando cada um dos elementos do vetor de funções objetivo. Kodiyalam (2000) traz uma revisão ampla dos métodos de otimização multi-objetivo como: Método “All-in-One”, Método IDF (Individual Discipline Feasible), Método da Otimização Colaborativa (CO), Método CSSO (Concurrent Sub Space Optimization), entre outros.

Existem vários métodos de solução possíveis para um problema de otimização sendo diferentes entre si em muitos aspectos, de maneira que a maior ou menor adequação de um em relação aos outros depende da forma com que o problema de otimização foi formulado e equacionado. Uma classificação dos métodos de solução apresenta como os mais importantes, os métodos baseados no cálculo de gradientes (seqüenciais e diretos), métodos enumerativos (otimização combinatória, método da superfície de resposta, etc.) e os métodos baseados em inteligência artificial (recozimento simulado, algoritmos genéticos, etc.).

4.2 Métodos Baseados no Cálculo de Gradientes

Os métodos seqüenciais permitem obter o projeto ótimo do problema com restrições pela solução seqüencial de outro problema sem restrições, considerando uma função chamada de pseudo-objetivo. Esta função é formada pela adição da função objetivo original $F(\{X\})$ e uma função de penalidade $P(\{X\})$ ponderada por um escalar r_p , como escrito na equação 4.3:

$$\phi(\{X\}, r_p) = F(\{X\}) - r_p \cdot P(\{X\})$$

(4.3)

Basicamente, a imposição da função de penalidade permite que o valor da função pseudo-objetivo seja penalizado enquanto houver restrições violadas. A forma com que a função $P(\{X\})$ e os coeficientes de penalidade são incluídos na formulação do problema de otimização dependem do método utilizado. Os métodos seqüenciais podem ser divididos em três classes: Método da Função de Penalidade Interior, Método da Função de Penalidade Exterior e o Método dos Multiplicadores de Lagrange Aumentado (Vanderplaats, 1998).

Os métodos diretos, semelhantemente aos métodos seqüenciais, buscam o ponto ótimo através de procedimentos iterativos com base no cálculo de gradientes. Contudo, a formulação destes métodos é caracterizada pela determinação de direções de busca ao longo das restrições, ou seja, na iminência de violação da restrição (Reklaitis et al., 1983). Dentre estes métodos destacam-se o Método das Direções Viáveis e o Método do Gradiente Reduzido Generalizado (Ragsdell e Gabriele, 1989). Vanderplaats (1998) descreve a formulação matemática empregada nestes métodos juntamente com os métodos seqüenciais citados anteriormente.

De maneira geral, os métodos baseados no cálculo de gradiente apresentam uma característica iterativa, ou seja, a busca do ponto ótimo é feita através de várias iterações onde direções de busca são calculadas e sobre as quais passos maiores ou menores são dados. Esta característica representa uma vantagem na implementação computacional, pois os procedimentos são executados de forma automática até que um critério de parada ou convergência seja satisfeito.

Outra característica destes métodos é a definição de regiões dentro do espaço de projeto para a função objetivo e restrições, sendo classificadas como região usável (que proporciona a redução da função objetivo) e viável (onde não há violação das restrições), como mostrado na figura 4.1.

As regiões mostradas na figura 4.1 são definidas a partir das condições de usabilidade e viabilidade expressas por meio das equações (4.4) e (4.5):

$$\nabla F(\{X\}) \cdot \{S\} \leq 0 \quad (4.4)$$

$$\nabla G_j(\{X\}) \cdot \{S\} \leq 0 \quad (4.5)$$

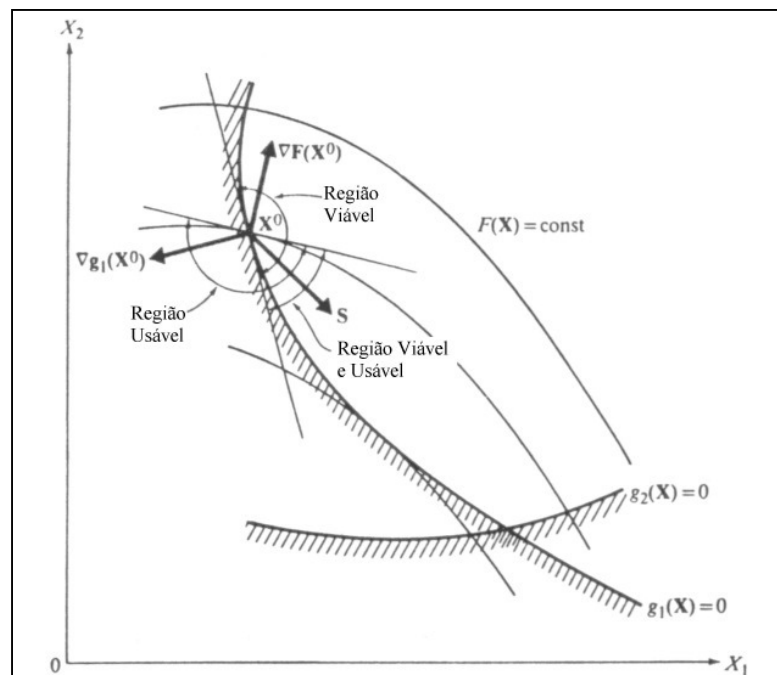


Figura 4.1 – Definição de regiões dentro do espaço de projeto.

Considerando que os métodos baseados no cálculo de gradientes tem uma característica iterativa, surge a necessidade de que critérios de convergência sejam criados para finalizar o processo. Dentre os critérios mais importantes ressalta-se o conjunto de equações conhecido como condições de Kuhn-Tucker. Estas condições são utilizadas na verificação periódica da convergência, sendo responsáveis por examinar os valores das restrições e da função objetivo, decidindo sobre a continuidade do procedimento de otimização.

Basicamente, as condições de Kuhn-Tucker estabelecem que a configuração ótima de projeto deve estar inserida em uma região viável do espaço de projeto, satisfazendo todas restrições impostas. As condições de Kuhn-Tucker também expressam o equilíbrio

entre os vetores gradiente das funções envolvidas na formulação do problema de otimização (função objetivo, restrições de igualdade e desigualdade), ou seja, uma vez satisfeita a equação, não existirá uma direção de busca preponderante pela qual o processo de otimização deva prosseguir, uma vez que todas as parcelas da equação se anulam.

O critério do número máximo de iterações e da diferença relativa ou absoluta na função objetivo são geralmente usados como critérios de parada juntamente com as condições de Kuhn-Tucker, impedindo que os procedimentos de otimização se tornem excessivamente demorados.

4.3 Métodos Enumerativos

A determinação de direções de busca nos métodos baseados no cálculo de gradientes pode se tornar ineficiente em problemas de otimização caracterizados por um espaço de projeto numericamente mal condicionado. Isto se deve principalmente à influência de pontos de máximos e mínimos locais e inflexões na função objetivo, dificultando a determinação de direções de busca que levam ao ponto ótimo global ou levando o algoritmo de cálculo a uma convergência prematura em um mínimo local.

Idealmente seria se as configurações ótimas pudessem ser exploradas sem que fosse necessário percorrer uma seqüência de direções de busca a partir da configuração inicial. Neste sentido, os métodos de otimização enumerativos tornam-se uma alternativa mais adequada para a solução dos problemas de otimização.

Welch et al (1992) mostra que em casos onde a ineficiência dos métodos que envolvem o cálculo de gradientes associa-se a um custo computacional elevado para a avaliação da função objetivo, a otimização de meta-modelos de base estatística torna-se uma abordagem mais apropriada. A vantagem desta abordagem estatística está na forma com que os modelos são elaborados, proporcionando ao código de otimização um espaço de projeto melhor condicionado e livre de não linearidades de ordem elevada (Butkewitsch, 1998).

A utilização de meta-modelos em otimização multidisciplinar representa uma tendência em estudos relacionados principalmente à indústria aeroespacial e naval, onde os cálculos envolvem a execução, em diferentes áreas da engenharia, de códigos computacionais “pesados” e modelos complexos e sofisticados. Nestas situações a utilização de um modelo capaz de prever o comportamento de uma função sem a execução de códigos de simulação computacional, torna-se um meio rápido de obter informações a respeito do sistema, não aumentando o custo computacional (Simpson et al, 1998).

Dentre os métodos enumerativos, o Método da Superfície de Resposta representa uma possibilidade de geração de meta-modelos possibilitando uma boa alternativa para a solução de problemas associados à dinâmica de veículos.

4.3.1 Método da Superfície de Resposta

A técnica da superfície de resposta foi originalmente desenvolvida para criar modelos empíricos a partir de valores de respostas observadas em experimentos físicos. Normalmente é aplicada em problemas onde não se conhece a relação funcional entre uma determinada resposta de interesse $\{y\}$ e um conjunto de variáveis independentes $\{X_1, X_2, \dots, X_n\}$ chamadas de variáveis ou fatores de projeto, onde n é o número de variáveis independentes (Venter et al., 1998).

Para que um modelo empírico seja construído, um conjunto de valores representando a resposta $\{y\}$ deve ser obtido para algumas combinações das variáveis de projeto. Em outras palavras essas combinações podem ser entendidas como pontos amostrados em um espaço de projeto n -dimensional (Balabanov, 1998).

Unal et al (1997), discute as vantagens e desvantagens de se empregar a metodologia da superfície de resposta em experimentos computacionais no sentido de aproximar um modelo numérico complexo e não linear por um modelo empírico simples.

Um modelo empírico que aproxima a relação entre a resposta $\{y\}$ e suas variáveis é dado pela equação (4.6).

$$\{y\} = F(\{X_1, X_2, \dots, X_n\}) + \varepsilon \quad (4.6)$$

onde, $F(\{X\})$ é uma função a ser determinada, e ε o erro aleatório assumido como sendo normalmente distribuído com média nula e variância σ^2 .

A função polinomial $F(\{X\})$ usada para aproximar $\{y\}$ pode ser um polinômio de primeira ou segunda ordem, conforme mostrado nas equações (4.7) e (4.8), respectivamente.

$$\{\hat{y}\} = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i X_i \quad (4.7)$$

$$\{\hat{y}\} = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i X_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \beta_{ij} X_i X_j \quad (4.8)$$

Os coeficientes β_0 , β_i , β_{ij} nas equações (4.7) e (4.8) são determinados pelo método dos mínimos quadrados (Montgomery, 1996), que minimiza a soma dos quadrados dos desvios entre os valores preditos $\hat{y}$ e os valores atuais y .

Como os polinômios são interpolados com base nos pontos amostrados, os modelos de superfície de resposta não devem ser usados para extrapolar valores fora da região definida pelos limites inferior e superior das variáveis independentes (espaço de projeto).

Outra característica importante relacionada à amostragem é que, para estimar os coeficientes através do método dos mínimos quadrados (MMQ) torna-se necessária a avaliação de um número de pontos maior que o número de termos do polinômio. Sendo assim, quanto maior a relação entre o número de pontos amostrados e o número de termos do polinômio, maior será a qualidade da interpolação e menor a influência de ruídos na resposta.

Giunta e Watson (1998), demonstram que a estimativa dos coeficientes do polinômio pelo método dos mínimos quadrados pode ser equacionada conforme a equação (4.9).

$$\{\beta\} = (\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{X})^{-1} \cdot \mathbf{X}^T \{y\}$$

(4.9)

onde, $\mathbf{X}$ é uma matriz que contém os valores das variáveis independentes.

4.3.1.1 Planejamento Experimental

O planejamento experimental é uma ferramenta estatística que determina a melhor forma de amostrar o espaço de projeto (valores das variáveis independentes) fornecendo as informações necessárias para a obtenção dos parâmetros do modelo empírico (Leal, 2001 ; Balabanov, 1998). Em contrapartida, a amostragem aleatória (tendenciosa ou insuficiente), resulta em modelos que não representam a realidade do espaço de projeto amostrado ou levam ao aumento do número de pontos amostrados (mais avaliações do código computacional) na tentativa de melhorar a qualidade do modelo estatístico.

Montgomery (1996) apresenta alguns tipos de planejamento experimental, sendo diferentes entre si pela forma com que as variáveis são combinadas. Os mais importantes são descritos a seguir:

a) Planejamentos fatoriais a dois níveis (2^n)

Permitem que uma relação funcional linear entre uma resposta e as variáveis independentes seja estimada através da avaliação da resposta em pontos extremos do espaço de projeto definidos nos limites de cada variável. Neste caso, cada uma das n variáveis, ou também chamadas de fatores, podem apresentar apenas dois valores. Uma desvantagem destes planejamentos é o aumento rápido do número de experimentos à medida que o número de variáveis aumenta. Em casos onde o elevado número de experimentos torna a solução do problema inviável é possível estimar a resposta através de modelos aproximados interpolados em pontos específicos do espaço de projeto. Este tipo de abordagem é conhecido como planejamento fatorial fracionado, sendo denotado por $2^{(n-m)}$ onde m é um número inteiro menor que n .

O planejamento a dois níveis para duas variáveis (2^2) é o planejamento mais simples. A representação geométrica deste planejamento pode ser vista na figura 4.2. Os valores para os fatores A e B são indicados através dos seus limites inferior (-1) e superior (+1). A utilização de valores codificados para as variáveis é um procedimento comum em planejamentos experimentais.

Na figura 4.2, o termo (a) representa a resposta para a combinação entre o fator A no nível maior (+1) e o fator B no nível menor (-1). De forma semelhante, (b) representa a resposta para a combinação entre o fator B no nível maior e A no nível menor, o termo (ab) representa a resposta para a interação entre os dois fatores no nível maior e (média) entre os fatores no nível menor.

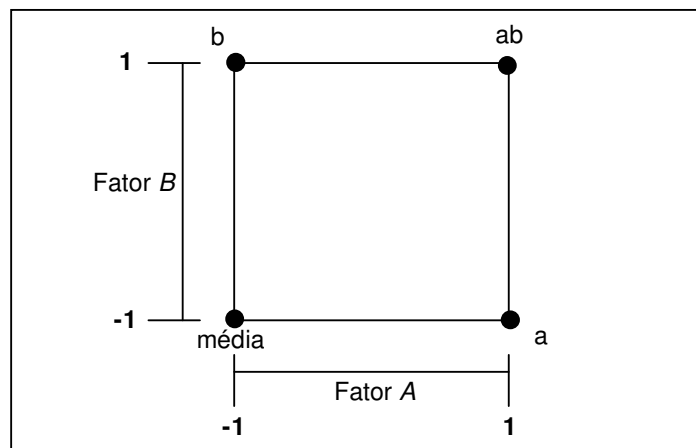
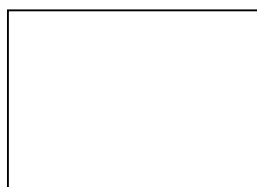


Figura 4.2 – Representação geométrica do planejamento fatorial 2^2 .

Para o planejamento fatorial 2^2 relativo aos dois fatores A e B , a matriz de planejamento fica como mostrado na figura 4.3.



A	B
-1	-1
-1	1
1	-1
1	1

Figura 4.3 – Matriz de planejamento fatorial 2^2 .

Um exemplo de aplicação de um planejamento experimental 2^2 é mostrado na tabela 4.1, onde F representa a força obtida em um sistema dinâmico, para diferentes combinações da massa M e aceleração A.

Tabela 4.1 – Matriz de planejamento 2^2 e a resposta F para as combinações.

Experimento	M	A	M x A	F
1	-1	-1	+1	500
2	-1	+1	-1	1000
3	+1	-1	-1	1000
4	+1	+1	+1	2000

A matriz experimental e o vetor de resposta para o exemplo são mostrados na equação 4.10 com base nos valores da tabela 4.1.

$$X = \begin{bmatrix} 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad \{y\} = \begin{bmatrix} 500 \\ 1000 \\ 1000 \\ 2000 \end{bmatrix}$$

(4.10)

Com base nas respostas obtidas com o planejamento experimental 2^2 pode-se ajustar um modelo linear, conforme mostrado na equação 4.7. Os coeficientes deste polinômio podem ser obtidos através do método dos mínimos quadrados representado na equação 4.9. O polinômio resultante é mostrado na equação 4.11.

$$F = 1125 + 375 \cdot M + 375 \cdot A + 125 \cdot M \cdot A$$

(4.11)

A transformação dos termos codificados M e A (equação 4.11) em valores reais é feita através da equação 4.12, levando em conta os limites inferiores e superiores para os parâmetros.

$$M = \frac{M_R - 7,5}{2,5} \quad ; \quad A = \frac{A_R - 150}{50}$$

(4.12)

Desta forma, o polinômio resultante que prediz a resposta da força em função da massa e aceleração será dado pela equação 4.13, comprovando a 3ª lei de Newton.

$$F = 1125 + 375 \cdot \frac{M_R - 7,5}{2,5} + 375 \cdot \frac{A_R - 150}{50} + 125 \cdot \frac{M_R - 7,5}{2,5} \cdot \frac{A_R - 150}{50}$$

$$F = 1125 + 150 M_R - 1125 + 7.5 A_R - 1125 + M_R \cdot A_R - 150 M_R - 7.5 A_R + 1125$$

$$F = M_R \cdot A_R$$

(4.13)

b) Planejamentos compostos centrais (PCC)

São planejamentos fatoriais de primeira ordem (2^n) aumentados com pontos adicionais para permitir a estimação dos parâmetros de uma superfície de resposta quadrática. Uma característica destes planejamentos é que se assemelham aos planejamentos fatoriais a 3 níveis sendo capazes de gerar modelos de segundo grau.

c) Planejamentos ortogonais

Um dos mais importantes é o planejamento de Taguchi, sendo muito estudado pelo potencial para abstrair não linearidades do espaço de projeto devido ao elevado número de níveis em que as variáveis são submetidas usando poucos pontos experimentais (Unal et al, 1997).

d) Planejamentos D-ótimos

São construídos com base na matriz de variância-covariância que é uma medida estatística da eficiência do modelo aproximado. Os planejamentos D-ótimos são usados em casos onde o custo para elaborar uma superfície de resposta de segundo grau através de um planejamento composto central é elevado. Normalmente o número de experimentos usados no planejamento é igual ao número de coeficientes do modelo a ser interpolado e, neste caso, o planejamento é chamado de D-ótimo saturado (Unal et al, 1998).

4.3.1.2 Verificação da qualidade do modelo estatístico aproximado

A qualidade de um modelo estatístico construído através de um conjunto de respostas avaliadas pelo planejamento experimental é duramente influenciada pela variabilidade existente no espaço de projeto amostrado. Assim sendo, o estabelecimento de regras gerais para a construção de tais modelos representa elevado risco ao sucesso da aproximação.

Existem várias métricas capazes de verificar o nível de erro presente nos modelos empíricos como as medidas de eficiência, análise de erros, de resíduos e variância. Contudo, o estudo de resíduos e análise da variância é possível somente em aproximações super-determinadas, onde o número de termos no modelo é maior que a quantidade de experimentos. Caso contrário, a busca dos coeficientes recai num sistema linear cuja solução leva a ajustes precisos nos pontos experimentados, eliminando os resíduos a despeito de erros de arredondamento e truncamento inerentes aos experimentos computacionais.

Com a análise da variância surgem as métricas como o coeficiente de múltipla determinação que representa o percentual de variabilidade existente entre os valores das respostas, sendo obtido diretamente dos pontos amostrados e aqueles calculados através do modelo aproximado. Os gráficos estatísticos como Probabilidade Normal dos Efeitos, Probabilidade Normal dos resíduos e Gráfico de Pareto, também são importantes recursos para a análise dos dados durante a construção dos modelos empíricos de superfície de resposta. Gráficos como estes fornecem informações a respeito da influência de cada variável dentro do modelo, permitindo a seleção das variáveis significantes.

4.3.2 Método de Robustecimento de Projetos

O robustecimento de projetos é uma aplicação das matrizes ortogonais de Taguchi que consiste na obtenção de modelos estatísticos imunes às variações de parâmetros de origem aleatória ou não controladas (Dean e Unal, 1991). Esta é uma característica desejável em modelos que representam o comportamento dinâmico de veículos, uma vez que o veículo está submetido a condições de operação variáveis.

O robustecimento de projeto permite encontrar, dentre um conjunto de variáveis de projeto, a combinação que apresente a menor variação da resposta à medida que condições de operação são variadas (Leal et al, 2000).

Da mesma forma que as variáveis de projeto são combinadas através de planejamentos experimentais, as variáveis que expressam as condições de operação tidas como aleatórias devem ser combinadas conforme estes planejamentos.

Na figura 4.4 podem ser observadas de maneira esquemática duas matrizes ortogonais empregadas em robustecimento de modelos; a primeira leva em conta os fatores ou variáveis de projeto (*A*, *B*, *C* e *D*), que em termos de dinâmica de veículos poderiam ser parâmetros de rigidez e amortecimento das suspensões, ou parâmetros geométricos que influenciam no comportamento dinâmico. A segunda é a matriz de fatores de ruído (*N1*, *N2* e *N3*), que expressa parâmetros aleatórios como amplitude e frequência das irregularidades provenientes da pista, carregamento no veículo, condições variáveis de atrito entre os pneus e o solo, etc.

A matriz de fatores de ruído estabelece 4 combinações ortogonais entre os fatores, ou seja, os pontos amostrados pela matriz de variáveis de projeto serão avaliados em 4 diferentes condições de operação possíveis. Estes conjuntos de resposta permitem, através do cálculo de métricas específicas, avaliar o quanto o modelo estatístico é afetado por fatores externos não controlados.

A relação sinal/ruído (*S/N*) é a métrica utilizada para obter a configuração robusta dentre as amostradas pela matriz de variáveis. Esta métrica é definida como a relação entre o valor médio das respostas pelo desvio padrão.

O projeto mais robusto é entendido como a configuração das variáveis de projeto que apresenta o maior valor para a relação (*S/N*), contudo, este critério não deve ser tomado como regra geral pois além do desvio padrão analisado na relação sinal/ruído, o valor da média pode mascarar os resultados.

					<table><tr><td></td><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td></tr><tr><td>N1</td><td>1</td><td>1</td><td>2</td><td>2</td></tr><tr><td>N2</td><td>1</td><td>2</td><td>1</td><td>2</td></tr><tr><td>N3</td><td>1</td><td>2</td><td>2</td><td>1</td></tr></table>						1	2	3	4	N1	1	1	2	2	N2	1	2	1	2	N3	1	2	2	1																														
	1	2	3	4																																																							
N1	1	1	2	2																																																							
N2	1	2	1	2																																																							
N3	1	2	2	1																																																							
					<table><tr><td colspan="5">Y_{ij}</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr></table>					Y _{ij}																																																	
Y _{ij}																																																											
					<table><tr><td>Mean</td><td>Std</td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td></tr></table>					Mean	Std																																																
Mean	Std																																																										

Figura 4.4 – Representação esquemática da técnica de robustecimento de Taguchi.

Chen e Garimella (1999) mostram outra métrica para a avaliação da configuração mais robusta, sendo chamada de índice de capacidade de projeto (C_{dk}). Esta métrica é caracterizada por medir a robustez normalizada entre limites mínimo (LRL) e máximo (URL) escolhidos de acordo com as características do sistema modelado. Basicamente, o valor de C_{dk} pode ser obtido através da equação (4.14).

$$C_{dk} = \min(C_{dl}, C_{du})$$

(4.14)

sendo,

$$C_{dl} = \frac{\mu - LRL}{3\sigma}$$

(4.15)

$$C_{du} = \frac{URL - \mu}{3\sigma}$$

(4.16)

onde, μ e σ são respectivamente, a média e o desvio padrão das respostas para as combinações das variáveis de projeto levando-se em conta as combinações dos fatores de ruído.

De maneira geral, as métricas de robustecimento visam minimizar o nível de variação da resposta em relação à variação dos fatores de ruído. Assim, uma configuração robusta de variáveis de projeto corresponde a um modelo que apresenta um comportamento que se altera pouco em relação às demais combinações de variáveis de projeto.

CAPÍTULO V

ENSAIOS EXPERIMENTAIS – VEÍCULO DE REFERÊNCIA

Neste capítulo são abordadas as etapas relativas às medições experimentais realizadas no veículo e em seus componentes, tendo em vista a definição dos requisitos de alto nível para o projeto, e a obtenção de parâmetros necessários à elaboração e validação de um modelo multicorpos.

O veículo de referência utilizado neste trabalho como ponto de partida para um novo projeto foi o jipe nacional Troller T4 fabricado em 2002, ilustrado na figura 5.1.



Figura 5.1 - Jipe Troller T4.

Os aspectos mais importantes que levaram a escolha do veículo de referência são, a representatividade deste modelo no mercado nacional na categoria de veículo fora-de-estrada, a sua estrutura do tipo quadro de chassis com uma carroceria de resina de poliéster reforçada com fibra de vidro e pelo grande número de componentes automotivos padronizados e comuns a outros veículos.

As especificações de algumas características e componentes do veículo são mostradas na tabela 5.1. Estes dados foram obtidos a partir do fabricante e revistas especializadas.

Tabela 5.1 – Ficha técnica do veículo Troller T4.

Motor Diesel	
Tipo (injeção direta, com Turbo Aftercooler)	MWM Sprint 4.07 TCA
Cilindros verticais em linha	4
Diâmetro x Curso do êmbolo [mm]	93,0 x 103,0
Cilindrada total [cm ³]	2800
Relação de compressão	19,0 : 1
Potência líquida [cv / rpm]	114,25 / 3200
Torque [N.m / rpm]	32,7 / 1800
Peso Seco [kg]	198
Transmissão	
Caixa de mudanças sincronizada	Eaton Fuller FSO2305B
Caixa de transferência	Borg Warner 32000 - 05003
Acionamento da caixa de transferência	Elétrico
Relação nos eixos	4,88 : 1
Redução na caixa de transferência	2,48 : 1
Desempenho	
Aceleração (0 – 100 km/h) [s]	15,98
Velocidade máxima [km/h]	141,0
Consumo urbano [km/l]	9,04
Consumo rodoviário [km/l]	13,4
Frenagem (60 km/h 0) [s]	22,5
Chassis	
Rodas, [polegadas]	7 x 15
Freios	Disco nas 4 rodas
Pneus	255 x 75 R 15
Peso (ordem de marcha)	1630
Tanque de Combustível [litros]	72
Dimensões	
Distância entre eixos	2405
Bitola dianteira/traseira	1590,0/1615,0
Comprimento total [mm]	3940
Largura [mm]	1850
Altura [mm]	1880
Vão livre máximo [mm]	215
Ângulo de entrada / saída [graus]	56 / 47
Rampa máxima [graus]	47
Inclinação lateral máxima [graus]	45
Travessia em água (sem snorkel) [mm]	800

5.1 Definição dos Requisitos de Alto Nível para o Projeto

Foi inicialmente realizado um teste do tipo impressões ao dirigir (figura 5.2) para complementar o conhecimento técnico sobre o veículo de referência e levantar as possíveis alterações de projeto.

Foi proposto um procedimento simples no qual algumas pessoas convidadas com base no seu conhecimento de veículos desta categoria pudessem fazer comentários e críticas após um teste de direção. Desta forma, os participantes puderam preencher individualmente um relatório elaborado para explorar os pontos mais importantes do veículo. Os aspectos avaliados foram o desempenho do veículo em diferentes pisos, a construção

do chassis, o posicionamento de componentes, o controle direcional, o esterçamento das rodas, o conforto/estabilidade da suspensão, as características do conjunto propulsor (capacidade de aceleração, nível de ruído, engate das marchas e acionamento dos pedais), a utilização dos sistemas de tração (4x2, 4x4 L e 4x4 H, tração permanente, roda-livre e bloqueio nos eixos) e interior do veículo (estilo, ergonomia, espaço, acesso aos bancos e cintos de segurança, vedação contra água e poeira).



Figura 5.2 – Teste de direção do veículo de referência.

De forma geral, as considerações mais enfatizadas pelos participantes do teste foram a modificação na distância entre eixos do veículo, para possibilitar o uso do chassis em diferentes carrocerias (como uma picape, por exemplo), a elevada potência do motor para o veículo em questão, a elevada rigidez vertical resultando em um baixo nível de conforto, a modificação do sistema de furação das rodas para uma condição mais usual, o baixo desempenho em frenagem associado a um elevado movimento de mergulho, os problemas de geometria da direção resultando em um elevado raio de giro e pouco espaço interno.

5.2 Levantamento de Propriedades para Modelagem do Veículo

Os ensaios descritos nas seções seguintes foram realizados com o objetivo de obter parâmetros de entrada para a modelagem computacional. Estes parâmetros podem ser divididos em duas classes: as propriedades de inércia e as propriedades de rigidez e amortecimento.

As medições foram realizadas de forma individual em vários componentes depois do procedimento de desmontagem do veículo de referência. Embora aparente ser uma etapa pouco importante, houve um grande esforço no sentido de realizar a desmontagem com um nível de segurança razoável para os envolvidos e mantendo a integridade física do veículo.

5.2.1 Preparação do Veículo

Basicamente a desmontagem foi executada seguindo passos como desligamento de todas as conexões elétricas e hidráulicas entre a carroceria, chassi e o conjunto propulsor, desligamento dos vínculos mecânicos (parafusos dos coxins existentes entre a carroceria e o chassi, proteção do radiador, barra de direção, atuador da embreagem, freio de mão, alavanca de câmbio, filtro de ar, reservatório do líquido de arrefecimento, entre outros), remoção da remoção da capota, bancos, console central.

Outra atividade importante foi, a retirada da carroceria de sua posição sobre o chassi através de um dispositivo mecânico preso ao teto do galpão e correntes parafusadas nos locais de fixação dos bancos, como mostrado na figura 5.3.



A carroceria foi colocada sobre um suporte metálico com rodas, sendo então removida para possibilitar a retirada do conjunto propulsor usando um procedimento similar. Para a retirada do conjunto propulsor foi necessário a remoção do radiador, dos parafusos de fixação nos três coxins com o chassi e dos cardãs que ligam a caixa de transferência com os eixos dianteiro e traseiro. O conjunto propulsor foi elevado e posicionado em um suporte metálico, especialmente construído. A figura 5.4(a) ilustra o veículo sem a carroceria sendo preparado para a retirada do conjunto propulsor. Por fim, o chassi é isolado das suspensões dianteira e traseira conforme mostrado na figura 5.4(b), através da remoção dos parafusos que fixam os braços da suspensões, as barras Panhard, os amortecedores e o tanque de combustível.



Vale ressaltar alguns aspectos importantes observados durante a desmontagem como todo o interior da carroceria (incluindo capota e estepe) foi retirado na tentativa de diminuir o peso do componente para uma remoção manual, todo o processo houve uma preocupação especial por parte dos envolvidos em catalogar as peças retiradas de maneira que a remontagem fosse feita com mais facilidade e praticamente em todas as atividades foi necessário o manuseio de componentes grandes aumentando a preocupação em terminar as etapas sem prejuízos físicos e materiais.

5.2.2 Determinação das Propriedades de Inércia

Para elaborar um modelo multicorpos é necessária a definição das propriedades associadas à dinâmica de corpo rígido, ou seja, parâmetros como a posição do centro de gravidade, massa, momentos de inércia e orientação dos eixos de inércia.

Em casos em que um modelo geométrico tridimensional pode ser criado para representar fielmente um determinado componente, existe a possibilidade de usar de recursos das ferramentas CAD para calcular as propriedades de inércia, como foi realizado para alguns componentes neste trabalho. Contudo, vários componentes que constituem o veículo tiveram suas propriedades determinadas de forma experimental.

5.2.1.1 Instrumentação Específica

A instrumentação utilizada nos ensaios é constituída basicamente por três dispositivos com as funções de pesar, medir aceleração e servir de suporte para componentes.

A medição do peso dos componentes foi realizada por meio de uma célula de carga KRATOS do tipo resistiva, como ilustrado na figura 5.5. O seu princípio de funcionamento baseia-se na relação entre o sinal elétrico de saída da célula e a deformação de extensômetros colados no seu interior durante uma solicitação axial. O indicador mostra a quantidade relativa de carga aplicada em relação à carga máxima suportada pela célula. Com a célula ajustada para 500 Kgf, o indicador de deformação irá mostrar o valor 100.00 quando uma carga de 500 Kgf for aplicada, ou seja, indica o percentual de carga aplicada em relação à carga máxima. Foi realizada uma calibração estática pelo método direto através de um teste de compressão usando um conjunto de pesos conhecidos.

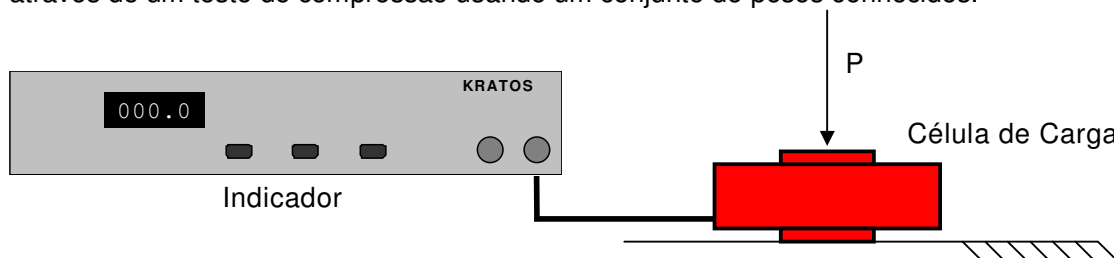


Figura 5.5 – Esquema da montagem da célula de carga.

Para a medição dos momentos de inércia foi necessária a utilização de um sensor de aceleração capaz de medir baixas frequências. Para isto, um acelerômetro resistivo foi usado em conjunto com uma placa de aquisição de sinais, como ilustrado no esquema da figura 5.6. Vale ressaltar que, devido ao princípio de funcionamento deste tipo de

acelerômetro (extensômetros montados em uma ponte de Wheatstone como na célula de carga), torna-se possível a medição até de níveis DC de aceleração.

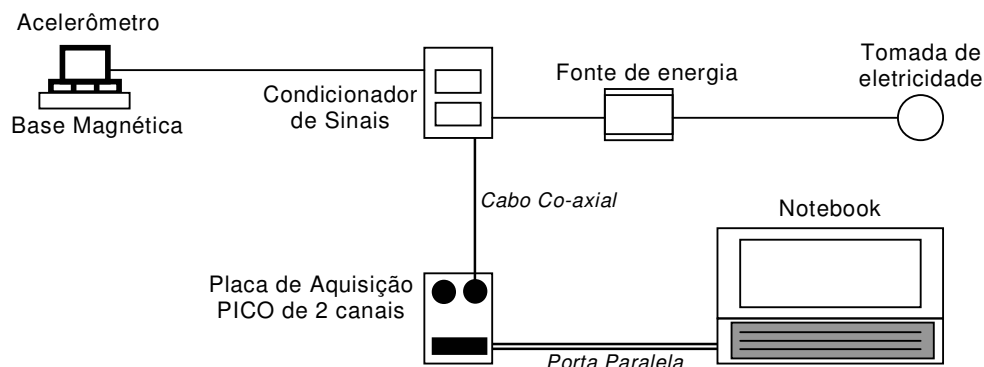


Figura 5.6 – Esquema de montagem do acelerômetro resistivo.

O uso deste acelerômetro está associado a um dispositivo projetado e construído para estimar os valores para os momentos de inércia de diferentes componentes do veículo de referência. Consiste em uma plataforma construída com perfis metálicos parafusados que oscila sobre um eixo metálico maciço apoiado em um par de mancais de rolamento, conforme ilustrado na figura 5.7. As extremidades da plataforma são apoiadas sobre molas helicoidais de comportamento linear e com constante de rigidez igual a 21000 N/m.

O dispositivo funciona como um sistema de 1 gdl de rotação, desconsiderando os efeitos de flexibilidade nas juntas aparafusadas ou nos próprios perfis. Sendo assim, a sua frequência natural estará associada com a massa do sistema, do momento de inércia de massa, da rigidez e distância das molas ao eixo de rotação.

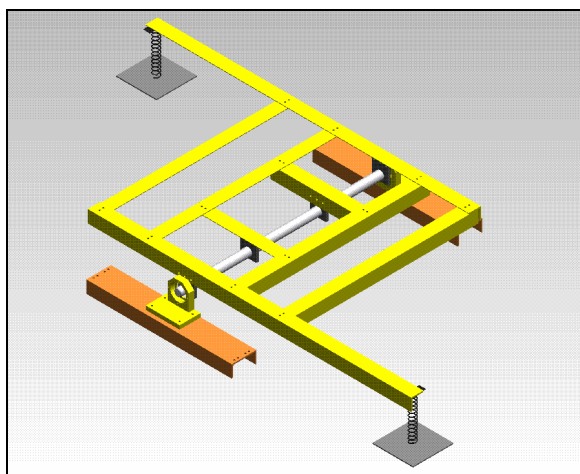


Figura 5.7 - Dispositivo de medição de inércia (DMI).

A figura 5.8 ilustra os parâmetros importantes na relação entre momento de inércia e frequência natural da bancada.

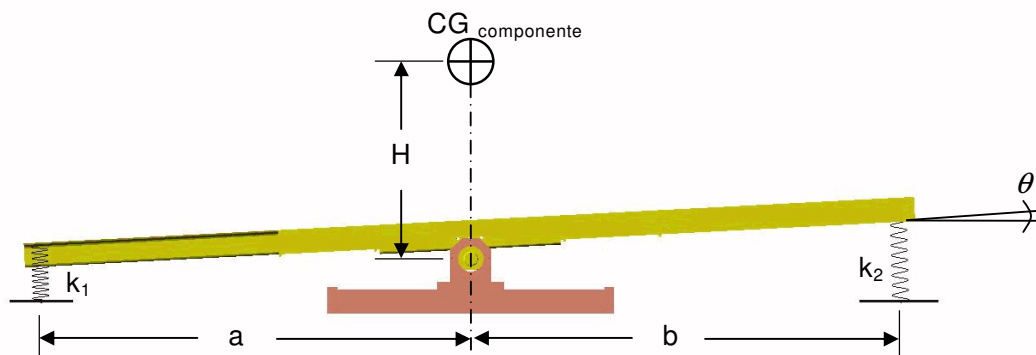


Figura 5.8 – Parâmetros de influência utilizados na estimativa do momento de inércia.

A partir do diagrama de corpo livre deduz-se a equação do movimento de rotação do sistema conforme mostrado na equação 5.1.

$$-k_1(a\theta) \cdot a - k_2(b\theta) \cdot b = I_T \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

(5.1)

onde I_T é o momento de inércia de massa do conjunto bancada/componente em torno do eixo de rotação no mancal de rolamento.

Algumas considerações devem ser feitas com relação ao sistema: as molas apresentam uma taxa de deformação constante com a força aplicada, estão igualmente distantes do eixo de rotação, têm uma carga inicial suficiente para impedir a perda de contato da mola com seu apoio na bancada durante o movimento oscilatório e existe a hipótese de pequenos deslocamentos angulares.

Desta forma, a equação (5.1) pode ser re-escrita como:

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \omega^2 \cdot \theta = 0$$

(5.2)

sendo que:

$$\omega^2 = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{I_T}$$

(5.3)

onde, ω é a chamada frequência natural do sistema, k é a constante de rigidez das molas, d é a distância entre o centro de uma mola e o eixo.

Outra importante equação é obtida pelo princípio dos eixos paralelos, que quantifica a variação do momento de inércia do componente sob medição em relação à distância entre o seu CG e o centro de rotação:

$$I_T = I_{DMI} + (I_c + M_c \cdot H^2)$$

(5.4)

onde, I_{DMI} é o momento de inércia da bancada em relação ao eixo de rotação, I_c é o momento de inércia do componente em relação ao seu CG distante H do eixo de rotação e M é a massa do componente.

Introduzindo (5.3) em (5.4) e arranjando os termos pode-se escrever a equação que relaciona o momento de inércia do componente (I_c) com a frequência natural não amortecida do sistema (ω) em termos dos parâmetros do dispositivo de medição:

$$I_c = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{\omega^2} - I_{DMI} - M_c \cdot H^2$$

(5.5)

O esquema mostrado para medição da aceleração é usado juntamente com o DMI para a determinação da frequência natural do conjunto, conforme ilustra a figura 5.9.



Figura 5.9 - Instrumentação usada no ensaio para determinação do momento de inércia.

Para a verificação do comportamento do dispositivo experimental e da formulação demonstrada foi realizado um procedimento que se baseia na medição da aceleração vertical na extremidade da bancada livre (sem nenhum componente). A partir dos valores da frequência natural observada experimentalmente, aplica-se a formulação tomando como referência os valores de massa e posição vertical do CG da bancada obtidos em CAD.

Nos gráficos da aceleração vertical no domínio do tempo e da frequência mostrados na figura 5.10 podemos observar que a frequência natural é de 8,1543 Hz (51,2350 rad/s).

A partir da geometria em ambiente CAD, calcula-se os valores de 112,051 Kg para a massa e 0,0754 m para a altura do CG da bancada em relação ao eixo de rotação.

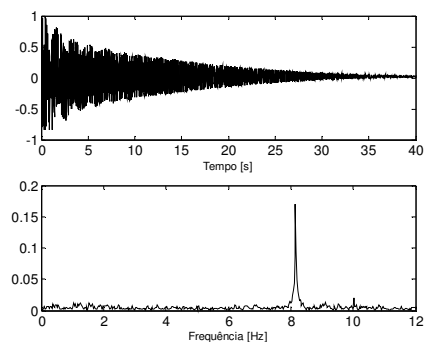


Figura 5.10 – Gráfico da amplitude da aceleração medida para o dispositivo no domínio do tempo e da frequência.

Agora considerando que a bancada é o próprio componente a ter seu momento de inércia calculado, a equação (5.5) fica:

$$I_{DMI} = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{\omega^2} - M_{DMI} \cdot H_{DMI_CG}^2 \quad (5.6)$$

$$I_{DMI} = \frac{2 \cdot 21000 \cdot (1,35)^2}{(51.2350)^2} - 112,051 \cdot (0,0754)^2 = 28,5226 \quad (5.7)$$

O momento de inércia, em torno do CG da bancada, obtido numericamente é de 26,6770 kg-m², correspondendo a um erro relativo de 7% em relação ao valor medido na equação 5.7.

Uma segunda verificação foi realizada de forma semelhante a anterior, mas com uma montagem das molas numa posição mais próxima ao eixo de rotação, correspondendo a 0,558 m. A medição experimental da aceleração na extremidade indicou um valor de 3,5156 Hz (22,0892 rad/s).

Nesta condição, o momento de inércia da bancada na direção X em torno de seu CG foi calculado como 26,8014. Este valor apresenta um erro relativo de 0.4% com relação ao momento de inércia obtido numericamente.

Os valores para o erro relativo nas duas condições mostradas indicam que existe uma relação com o valor da frequência natural do sistema, de forma que, quanto menor a frequência natural medida, melhor será a precisão na obtenção do valor do momento de inércia do componente. Esta verificação fornece uma explicação para a montagem das molas na condição mais próxima do eixo de rotação para alguns dos componentes do veículo, como capota e eixos.

5.2.1.2 Determinação Experimental da Posição do Centro de Gravidade do Veículo

Com o objetivo de determinar as coordenadas espaciais do CG do veículo em estudo foi utilizada a técnica da pesagem em planos horizontal e inclinado através de uma balança para a pesagem de veículos de transporte de carga. Esta técnica é utilizada por Reimpell e Stoll (1996) para definir o posicionamento de acelerômetros dentro de veículo de testes experimentais.

A posição do centro de gravidade (CG) é um parâmetro importante que influencia várias características dinâmicas do veículo. Seu posicionamento está relacionado

principalmente com a transferência de peso lateral ou longitudinal durante a realização de curvas e manobras em aceleração ou frenagem (Gillespie, 1992). Desta forma, a determinação experimental do CG permite a complementação das informações técnicas do veículo, servindo como mais um parâmetro de verificação do modelo computacional.

O procedimento consistiu inicialmente na determinação do peso nos eixos dianteiro e traseiro, do peso nas rodas esquerdas e nas rodas direitas. Isto permitiu o cálculo das coordenadas x e y do CG no plano horizontal através da distribuição de carga entre os eixos e as laterais do veículo. Na figura 5.11(a) é ilustrado o posicionamento do eixo dianteiro do veículo sobre a plataforma da balança.

A determinação da coordenada z do CG é feita através da pesagem do eixo do veículo sob duas condições (veículo no plano horizontal e plano inclinado), levando em conta também a distância entre eixos, o ângulo de inclinação imposto e raio do pneu.

A inclinação do veículo foi possível através do uso de um guincho do tipo prancha, que proporcionou a elevação dos eixos em até 0,82 m de altura, como mostrado na figura 5.11(b).



O funcionamento da balança mostrada na figura 5.12(a) foi verificado com a pesagem de um veículo de passeio (Palio ED fabricado em 1998) ao longo de três pontos da plataforma da balança. O peso declarado pelo fabricante para o veículo é de 9100 N em ordem de marcha, sendo que para estas condições a balança indicou um valor médio de 9350 N.

Uma premissa necessária para o uso da técnica é de que durante inclinação do veículo não haja nenhuma deformação ou modificação da geometria da suspensão. Assim, a suspensão deve ser travada com o uso de espaçadores nas hastes dos amortecedores e

o raio dos pneus sob carga é controlado no plano horizontal através da pressão de enchimento. Para o ensaio em questão, durante a inclinação do veículo somente a suspensão submetida ao aumento de carga foi travada devido a critérios técnicos.

Os resultados da pesagem resumidos na tabela 5.2 mostram que a balança indica como o peso total do veículo um valor cerca de 17% maior em relação ao valor especificado pelo fabricante, havendo pequenos desvios nos valores medidos em cinco pesagens. Desta forma, embora os valores não se apresentem conforme o esperado, o cálculo da posição do CG é pouco influenciado por um erro sistemático na balança uma vez que as estimativas são feitas com base em proporções relativas.

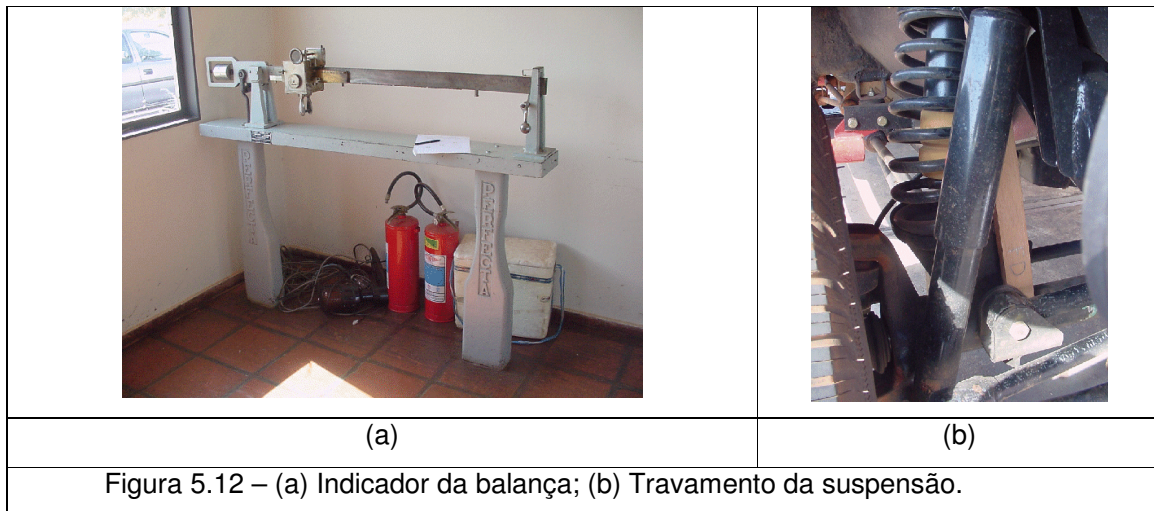


Tabela 5.2 – Valores obtidos com a pesagem do veículo.

Veículo	Média [N]	Desvio [N]
Peso Total	19067	28.8
Peso Eixo Dianteiro	9112	25.5
Peso Eixo Traseiro	9450	40.8
Peso Lado Direito	8900	_____
Peso Eixo Esquerdo	9350	_____
Peso Eixo Dianteiro plano Inclinado	10800	_____
Peso Eixo Traseiro plano Inclinado	10450	_____

Do ponto de vista matemático demonstra-se que a altura do CG pode ser escrita conforme a equação (Máximo, 2002 ; Milliken e Milliken, 1995):

$$h'_{cg} = \frac{L}{W} \frac{\Delta W}{\tan(\alpha)} + r_{din}$$

(5.8)

onde, L é a distância entre eixos; W é o peso total, ΔW é a parcela de peso transferida de um eixo para o outro, α é o ângulo de inclinação aplicado ao veículo e r_{din} é o raio do pneu.

A análise dos valores obtidos mostra que uma estimativa razoável para a posição do CG do veículo é a de que as coordenadas x e y estejam no centro do quadrilátero definido pelas rodas, com uma tendência a estar mais para a traseira e a esquerda do veículo. Já a coordenada z (posição vertical) pode ser estimada, para um ângulo de aproximadamente 20° , como sendo $0,825$ m.

5.2.1.3 Medição das Propriedades

Dentre todos os componentes do veículo a carroceria pode ser considerada o item mais importante no que se refere às propriedades de inércia, uma vez que representa o elemento de maior massa, tamanho e complexidade. Neste caso, a complexidade da carroceria nos força a dizer que seria inviável dentro do contexto do trabalho, a elaboração de um modelo em ambiente CAD que permitisse a obtenção numérica das propriedades de maneira adequada. Portanto, alguns procedimentos foram adotados para a determinação experimental dos seguintes parâmetros: posição espacial do centro de gravidade e momentos de inércia associados aos eixos longitudinal (roll) e transversal (pitch).

A posição do CG e a massa da carroceria são obtidas simultaneamente com a medição do peso do veículo em três condições, conforme ilustrado na figura 5.13. Os parâmetros P_d , P_t , $P_{t,i}$ e α representam o peso na parte dianteira do veículo com a traseira simplesmente apoiada, o peso da parte traseira do veículo com a dianteira também apoiada, o peso da parte traseira com a carroceria inclinada e o ângulo de inclinação aplicado.

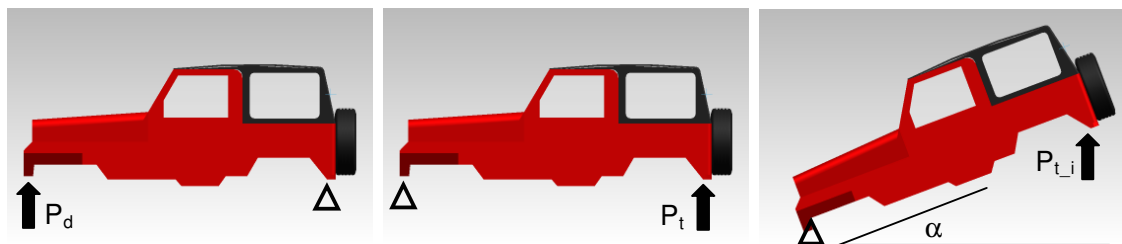
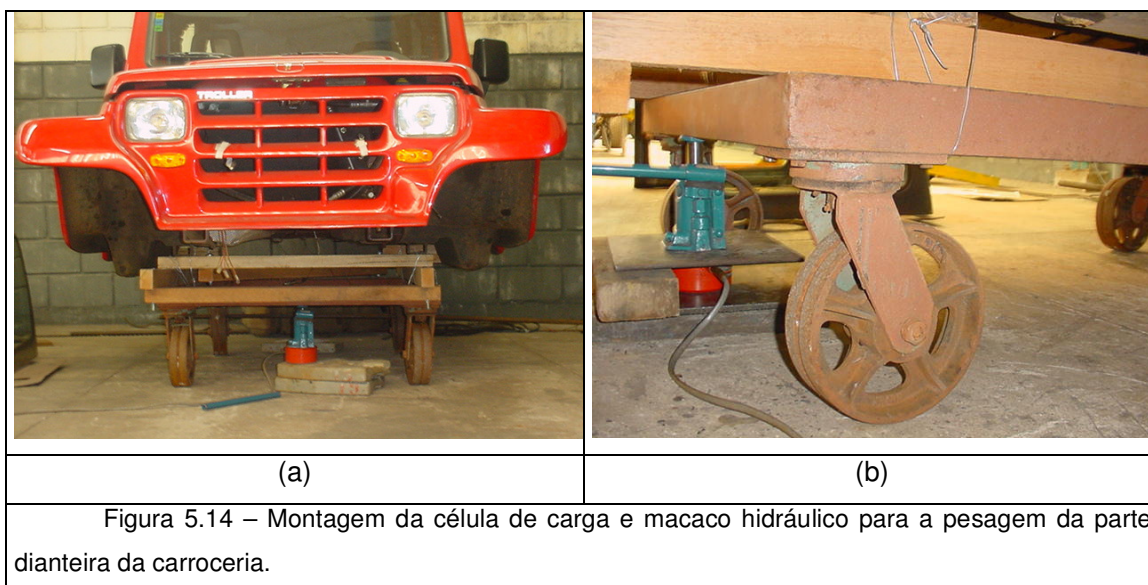


Figura 5.13 – (a) Medição na parte dianteira; (b) Medição da parte traseira; (c) Medição da parte traseira em um plano inclinado com ângulo α .

Na figura 5.14 é ilustrada a montagem da célula de carga juntamente com o macaco hidráulico para medição do peso na parte dianteira da carroceria. De maneira semelhante, uma montagem no eixo traseiro permitiu a medição do peso na parte traseira do veículo nivelado com o solo e inclinado.



Vale ressaltar que as medições foram realizadas com a carroceria completa porém sem a capota, que teve suas medidas tomadas separadamente. Para inclinação da carroceria foram medidos os valores de carga para diferentes alturas, conforme mostrado no gráfico da figura 5.15. Os valores obtidos para o ensaio são mostrados na tabela 5.3.

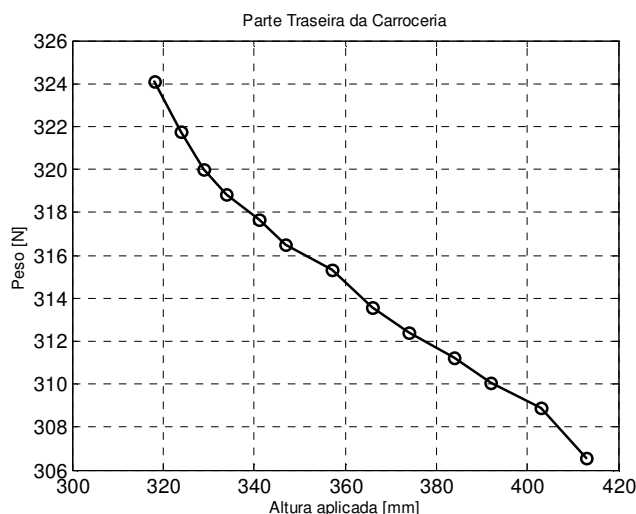


Figura 5.15 – Peso da parte traseira da carroceria submetida a inclinação.

Tabela 5.3 – Valores da pesagem da carroceria.

Componente	Peso na Dianteira [N]	Peso na Traseira [N]	
Carroceria	$\alpha = 0^\circ \Rightarrow P_d = 2060$	$\alpha = 0^\circ \Rightarrow P_t = 3240$	$\alpha_{\text{máx.}} \approx 5^\circ \Rightarrow P_t = 3060$

A massa da carroceria pode ser estimada através da soma dos termos P_d e P_t . A posição do CG ao longo do eixo longitudinal pode ser obtida simplesmente considerando nula a soma dos momentos em torno um ponto qualquer. A posição do CG ao longo do eixo transversal pode ser imposta como estando no plano de simetria da carroceria.

A determinação da altura do CG da carroceria foi feita através do ajuste de um modelo computacional utilizando as medições experimentais com a carroceria inclinada. O modelo foi elaborado com as propriedades geométricas e de inércia do suporte com rodas e da carroceria (figura 5.14). A utilização do modelo computacional deve-se ao fato de que os pontos medidos na carroceria são diferentes dos pontos medidos quando se pesa o veículo completo, ou seja, a formulação analítica que resulta na equação 5.8 não pode ser aplicada no caso da carroceria.

Juntamente com as informações medidas para a capota (massa, posição do CG e posição relativa à carroceria), podemos considerar a carroceria completa com um peso de 6000 N (5300 N para carroceria e 700 N para a capota) e com as coordenadas x, y e z do CG sendo 828 mm, 0 mm e 925 mm em relação ao referencial global, ilustrado na figura 5.16. Este ponto servirá como referencial para o posicionamento dos demais componentes do veículo.

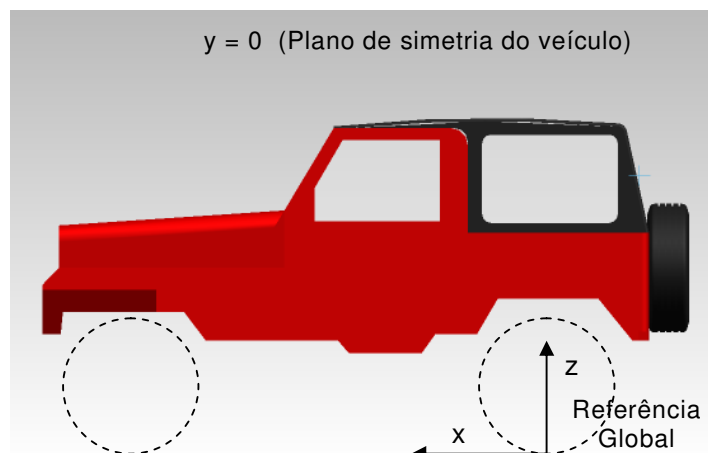


Figura 5.16 – Referência para a posição espacial dos centros de gravidade.

A medição dos momentos de inércia com relação aos eixos x e y (rolamento e mergulho) foram realizados com a carroceria montada sobre um estrado de madeira e este sobre o dispositivo de medição de inércia, conforme mostrado na figura 5.17.

A montagem mostrada na figura 5.17(b) foi feita através da elevação da carroceria com a talha mecânica, seguida do posicionamento do DMI e do estrado. A função do estrado de madeira foi a de permitir que a carroceria pudesse ser movimentada, possibilitando que o seu CG fosse alinhado verticalmente com o eixo de oscilação do dispositivo de medição de inércia.



Depois de posicionado o CG da carroceria sobre o eixo de oscilação da plataforma, a aquisição do sinal de aceleração foi realizada na extremidade da bancada usando o aparato de medição discutido anteriormente. O gráfico da figura 5.18 mostra o sinal no domínio do tempo e da frequência, com uma taxa de aquisição de 0,1 KHz e tempo total de 10 segundos.

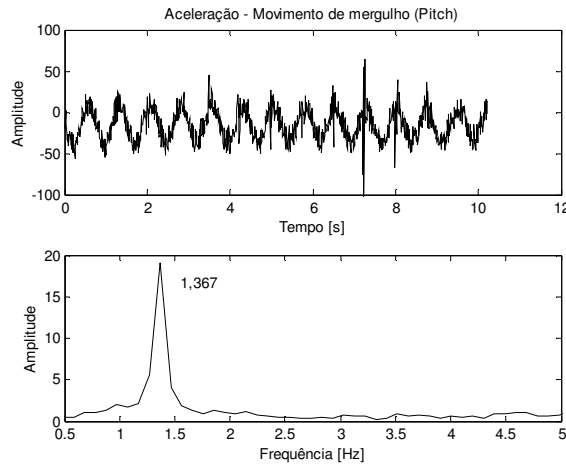


Figura 5.18 – Aceleração obtida no DMI para a carroceria em movimento de mergulho.

Com o valor da frequência natural obtida no gráfico da figura 5.18, a altura entre o CG e o eixo de rotação da plataforma, a massa da carroceria e as propriedades de inércia do dispositivo, desenvolve-se a equação 5.5:

$$I_{\text{carroceria mergulho}} = \frac{2 \cdot k \cdot d^2}{\omega^2} - I_{DMI} - M \cdot H^2 = \frac{2 \cdot 21000 \cdot (1,35)^2}{(2\pi \cdot 1,367)^2} - 44,8021 - 530 \cdot (0,579)^2$$

$$I_{\text{carroceria mergulho}} = 815,096 \quad \text{kg} \cdot \text{m}^2 = 8,15096 \times 10^8 \quad \text{kg} \cdot \text{mm}^2$$

(5.9)

Para o cálculo do momento de inércia da carroceria completa em relação ao eixo y (mergulho) é necessário medir a contribuição da capota. Repetindo os mesmos procedimentos para este componente obtém-se uma frequência natural de 1,813 Hz e conseqüentemente um momento de inércia de 30,519 kg.m².

Portanto, o momento de inércia da carroceria completa será dado pela adição dos momentos da carroceria e capota levando em conta a teoria dos eixos paralelos:

$$I_{\text{carroceria completa mergulho}} = [I_{\text{carroceria}} + 530 \cdot (0,1338)^2] + [I_{\text{capota}} + 74 \cdot (0,9542)^2] = 9,26992 \times 10^8$$

(5.10)

onde, os valores de 0,1338 e 0,9542 se referem à distância do CG da carroceria e CG da capota, respectivamente, medidos em relação ao CG resultante com a adição da capota à carroceria.

De forma semelhante à adotada para a determinação do momento em relação ao eixo y, foi realizada a medição do momento em relação ao eixo x (longitudinal). Assim, o DMI foi re-orientado com uma rotação de 90° em relação ao eixo vertical possibilitando a medida da oscilação da carroceria e capota. Os valores obtidos para as frequências naturais da carroceria e capota são 1,757 Hz e 1,855 Hz, proporcionando um momento de inércia total de rolamento igual a $4,6596 \times 10^7$.

A metodologia experimental aplicada à carroceria foi empregada também na determinação das propriedades de inércia para o conjunto propulsor, eixo dianteiro e eixo traseiro. Portanto, algumas considerações serão feitas deixando a apresentação dos valores obtidos para a etapa da modelagem.

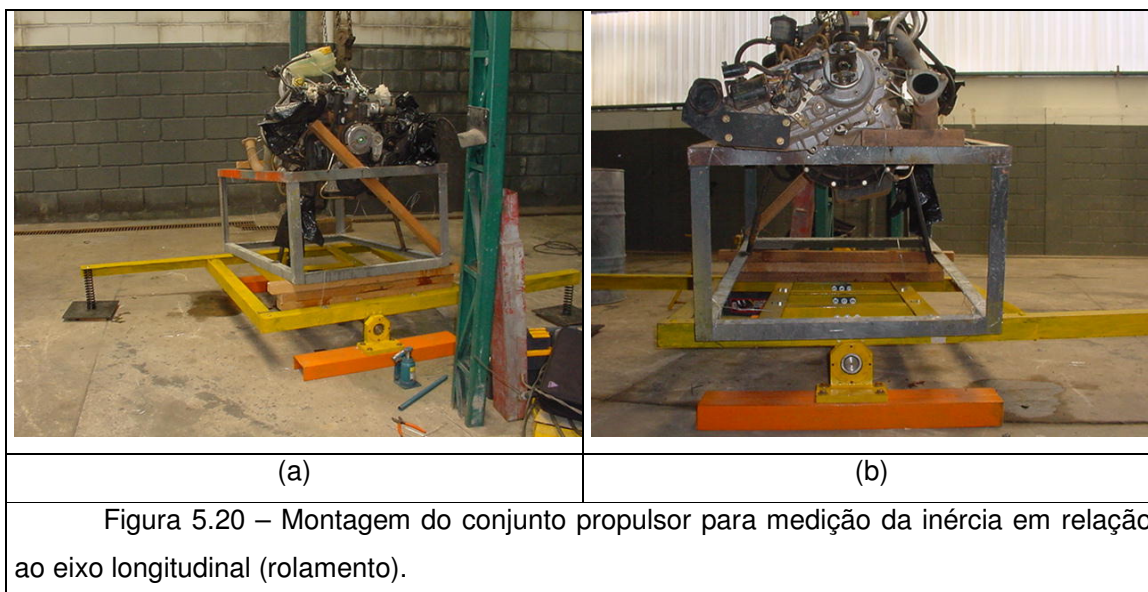
Após a remoção do conjunto propulsor do veículo e sua montagem em um suporte metálico, foram realizadas as medições para determinação da posição do CG e massa utilizando a célula de carga. Feito isto, procedeu-se a determinação dos momentos de inércia com a montagem e o posicionamento do conjunto propulsor (motor, caixa de marchas e caixa de transferência) sobre o dispositivo de medição de inércia, conforme mostrado na figura 5.19.



Por motivo de segurança, o radiador e intercooler foram retirados. A montagem foi feita de forma que o conjunto permanecesse paralelo à plataforma para facilitar a medição das dimensões.

A aquisição dos sinais de aceleração para o movimento de mergulho foi realizada com taxa de aquisição e tempo total semelhante à usada para a carroceria, permitindo o cálculo do momento de inércia em relação ao eixo y.

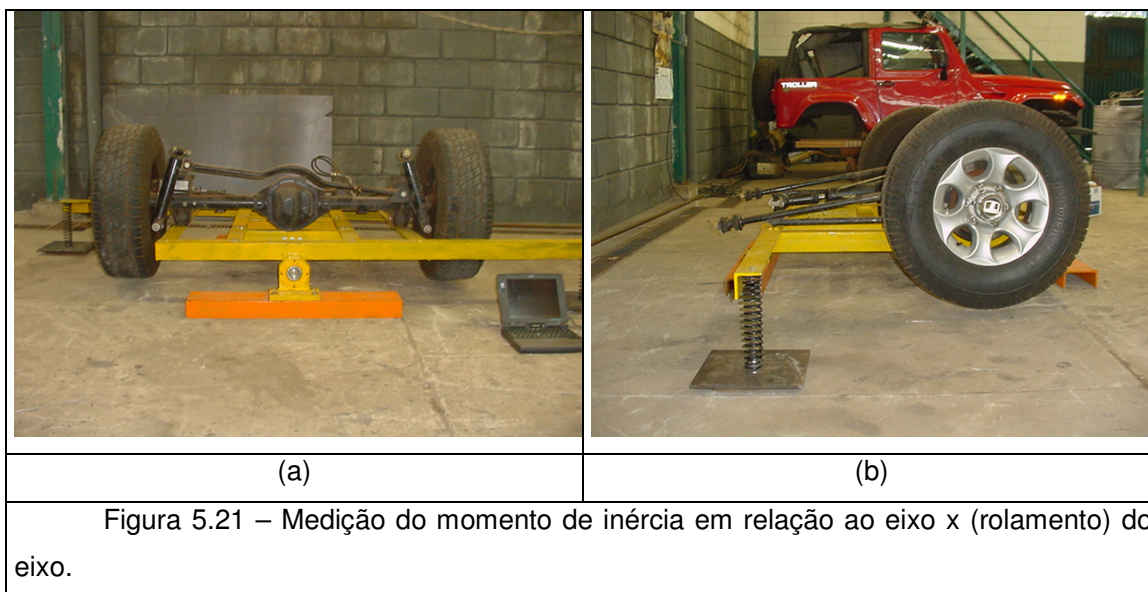
Na figura 5.20 é ilustrada montagem do conjunto propulsor no DMI para medição da inércia ao rolamento (rotação em torno do eixo x ou eixo longitudinal).



Para o caso dos eixos, a determinação das propriedades foi realizada para todo o conjunto envolvendo o eixo diferencial, braços longitudinais, barra Panhard, cardã, conjunto roda/pneu e amortecedores, e no caso do eixo dianteiro, as barras de direção também. Tal procedimento permitiu a redução do tempo necessário para desmontagem e evitou a alteração de características de montagem originais de fábrica para os componentes da suspensão. Outra justificativa para um ensaio do conjunto se deve ao fato da pequena influência dos componentes quando comparados ao eixo, rodas e pneus.

Outra característica importante é de que de forma semelhante ao caso da capota, os eixos foram ensaiados com as molas do dispositivo em diferentes posições, ou seja, também mais próximas do centro de rotação. Esta modificação da posição das molas diminui a rigidez do sistema reduzindo a frequência natural, e por consequência aumenta a precisão da medição do momento de inércia conforme discutido anteriormente durante a apresentação do dispositivo de medição.

Na figura 5.21 é mostrada a montagem do eixo traseiro sobre o dispositivo.



5.2.2 Determinação das Propriedades de Rigidez e Amortecimento

As propriedades de rigidez e amortecimento estão relacionadas com a representação do comportamento de elementos flexíveis e dissipativos como os pneus, molas, buchas, coxins e amortecedores. De forma geral, estes componentes são caracterizados através de curvas de força por deflexão ou força por velocidade (Milliken e Milliken, 1995 ; Gillespie, 1992).

5.2.2.1 Instrumentação Específica

Neste caso, a instrumentação utilizada se baseia em um equipamento universal de ensaios de tração/compressão (MTS), propriedade da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, e diversos suportes específicos, através dos quais foi possível aplicar sobre os componentes do veículo os esforços de tração e compressão.

5.2.2.2 Medição das Propriedades

O procedimento para a determinação da rigidez das molas se baseia em um ensaio de compressão simples, em que uma deflexão é aplicada à mola resultando em uma força

de reação. A análise do gráfico da força em função da deflexão determina como o comportamento estático para a mola será representado no modelo multicorpos.

O ensaio para a mola traseira do veículo é mostrado na figura 5.22, sendo possível identificar os suportes fixados nos terminais, superior e inferior da máquina de ensaios.



Figura 5.22 – Ensaio da mola traseira.

Com base no gráfico mostrado na figura 5.23, nota-se que a rigidez da mola apresenta um comportamento linear dentro da faixa de deflexão imposta (0,1 m). Portanto, o valor do coeficiente de rigidez para a mola pode ser estimado através da inclinação da reta, como sendo aproximadamente 28400 N/m.

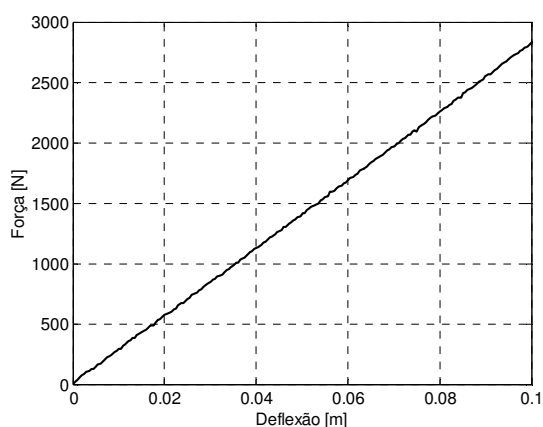


Figura 5.23 – Curva de rigidez para a mola traseira.

Considerando que o ensaio experimental foi feito somente para a mola traseira do veículo, devemos levar em conta uma estimativa analítica para a rigidez da mola dianteira a partir de seus parâmetros, conforme mostrado na tabela 5.4. Com relação aos valores nesta

tabela vale ressaltar que a forma das extremidades das molas foi levada em consideração, neste caso, a mola dianteira sem espira inativa do tipo *Plain Ends*, e a mola traseira com uma espira inativa para cada extremidade do tipo *Closed and Ground Ends*. Além disto, o módulo de cisalhamento de $11,0 \times 10^6$ é dado pela literatura com um valor comum, e com base na rigidez medida experimentalmente para a mola traseira foi também calculado um valor para estes parâmetros de $9,85 \times 10^6$. Supõe-se que uma estimativa considerável para a rigidez da mola dianteira esteja entre o intervalo de 22,7 N/mm e 25,4 N/mm.

Tabela 5.4 – Parâmetros da mola dianteira.

Parâmetros	Mola Dianteira	
Diâmetro do arame (d) [mm]	14	
Diâmetro médio da espira (D) [mm]	119	
Número de espiras ativas (N)	8,5	
Módulo de cisalhamento (G) [lb/in ²]	Referência = $11,0 \times 10^6$	Experimental = $9,85 \times 10^6$
Rigidez (<i>Spring Rate</i>) [N/mm]	25.4	22.7

O procedimento usado para a determinação das propriedades dos pneus é semelhante ao empregado para a mola, porém com deslocamentos impostos e suportes diferentes.

O pneu foi caracterizado em condição de baixa velocidade para diferentes pressões de enchimento (15, 25 e 35 psi). Este procedimento tem o intuito de identificar a alteração da rigidez com a pressão de enchimento, além de verificar a rigidez para as pressões usadas nos ensaios de dinâmica vertical.

O deslocamento imposto durante a compressão iniciou-se em zero indo até 0,06 m para o pneu com pressão de 35 psi, e 0,05 m para o pneu com pressões de 15 e 25 psi. Esta mudança de 0,06 m para 0,05 m foi motivada por razões de segurança devendo-se ao fato de que em 0,06 m e a 35 psi o perfil do pneu se alterava de forma perigosa considerando a ausência de proteção no local. A velocidade dos movimentos impostos durante a compressão e a descompressão ficou compreendida entre 0,2 e 0,4 mm/s.

Na figura 5.24 é ilustrada a montagem do pneu nos atuadores da MTS através de seus suportes e a utilização de um cabo de segurança entre o pneu e o suporte superior.



Figura 5.24 – Ensaio de compressão para o pneu.

Os gráficos de resultados obtidos nos ensaios do pneu para as pressões de 15, 25 e 35 psi são mostrados na figura 5.25.

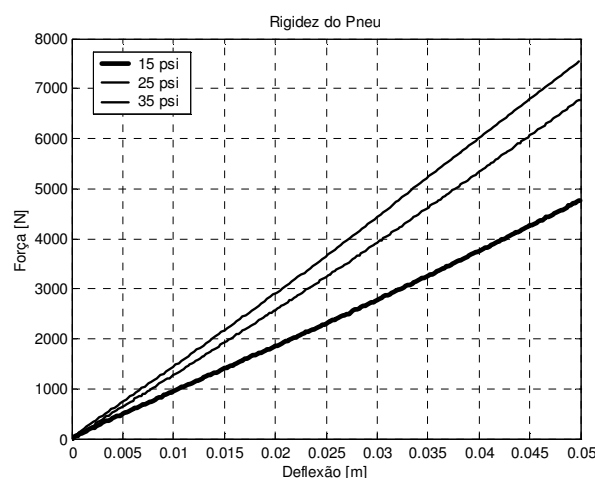


Figura 5.25 - Curva de rigidez radial para o pneu.

Uma consideração que deve ser feita é que a rigidez observada nas curvas de força por deflexão representa a metade da rigidez radial real de cada pneu, uma vez que tanto o lado superior do pneu quanto o lado inferior sofreram compressão. Isso é equivalente à compressão de dois elementos de igual rigidez associados em série.

Com base nos resultados obtidos (figura 5.25) e na condição de rigidez associada em série, pode-se estimar os coeficientes de rigidez radial para o pneu através da relação entre a carga máxima e a deflexão correspondente. Os valores indicam que o comportamento do pneu pode ser aproximado como um elemento elástico linear com rigidez de 190, 271 e 302 N/m para as pressões de enchimento de 15, 25 e 35 psi, respectivamente.

A caracterização do coxim de fixação da carroceria ao chassi representa um item importante para a previsão dos movimentos diretamente associados aos ocupantes do veículo.

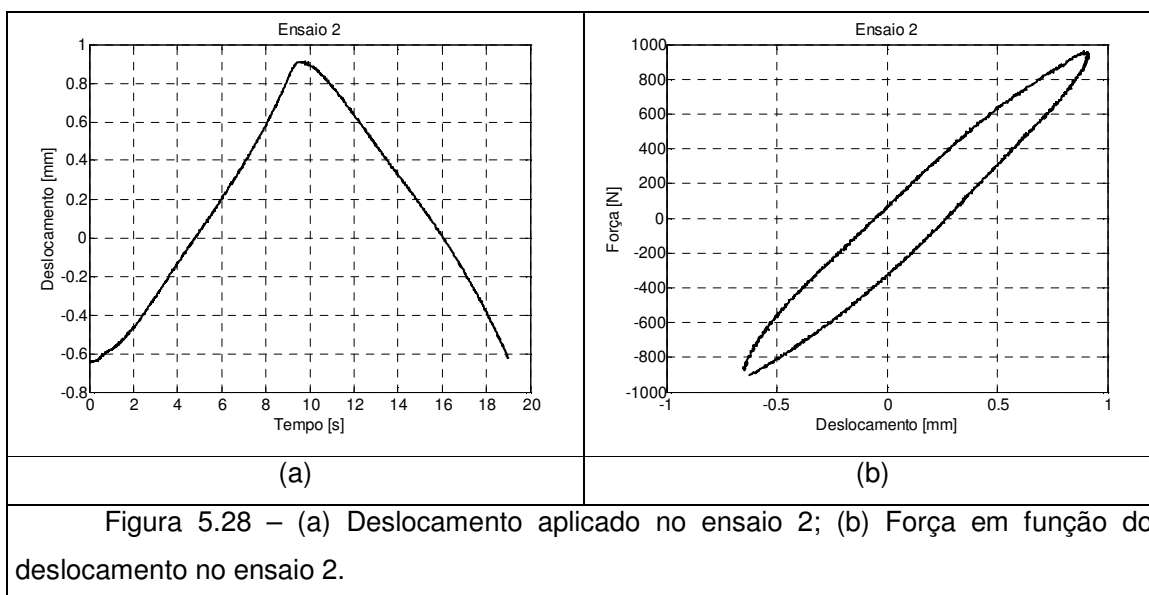
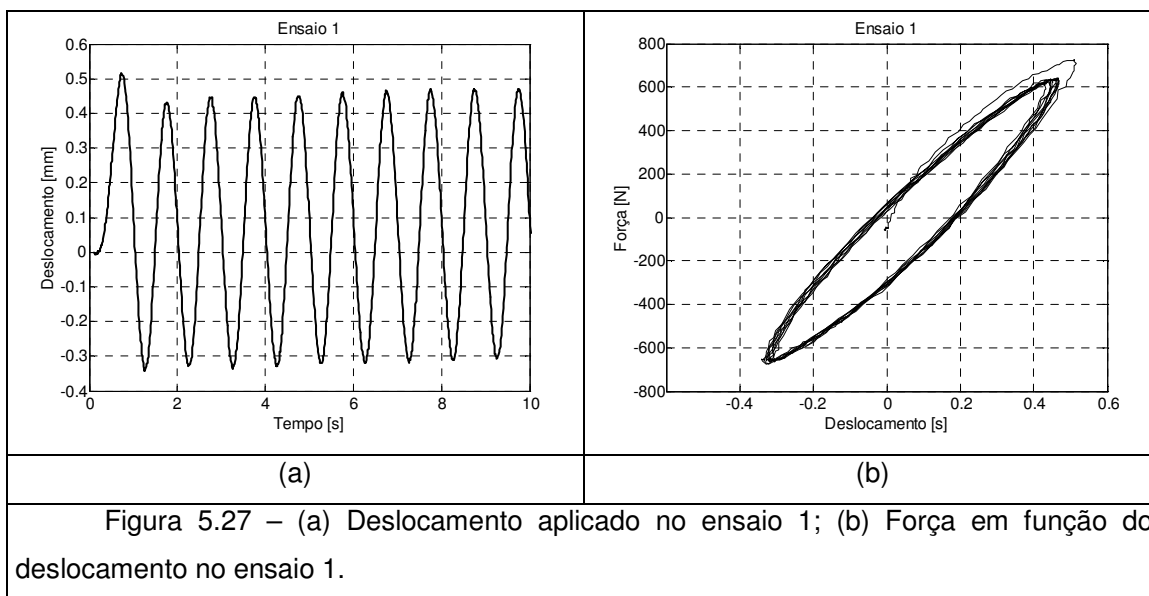
Existem várias formas de se determinar o comportamento de elementos flexíveis de acordo com a literatura, contudo, modelos baseados em curvas de resposta em frequência ou modelos neurais dependem exclusivamente de equipamentos de testes mais avançados e específicos. Neste caso, com o equipamento universal de testes não é capaz de aplicar movimentos com altas velocidades ou oscilações em alta frequência, tem-se que levar em consideração apenas uma característica média para o comportamento do coxim. Assim, com uma montagem usando um dispositivo que reproduz na MTS a fixação do coxim, foi realizado um ensaio de tração/compressão como ilustra a figura 5.26.



Figura 5.26 – Fixação do coxim através de dispositivos na MTS.

Os ensaios do coxim foram definidos em duas etapas. Na primeira medição foi aplicado um deslocamento com frequência de 1 Hz e amplitude de 0,5 mm, resultando em uma velocidade máxima de aproximadamente 3 mm/s. Na segunda parte do ensaio foi aplicado um deslocamento em rampa com uma amplitude de aproximadamente 1 mm durante 20 segundos, resultando em uma condição quase estática.

A análise das figuras 5.27(b) e 5.28(b) (referentes respectivamente à primeira e segunda fases do ensaio) mostra que a rigidez característica para o coxim testado demonstra uma variação entre o ensaio 1 e 2, sendo de 1530 N/mm e 1200 N/mm, respectivamente. Estes valores estabelecem uma relação entre a rigidez observada no coxim e a velocidade ou frequência imposta no ensaio.



A caracterização do amortecimento nas suspensões do veículo em estudo foi feita através do ensaio de tração/compressão em um amortecedor, conforme ilustrado na figura 5.29.

O ensaio consistiu na aplicação de um deslocamento (tipo rampa) de aproximadamente 20 mm nos dois sentidos e medição das forças gerada pelo amortecedor. Vale ressaltar que o equipamento de testes deveria executar esta condição de deslocamento no menor tempo possível, visando a medição das forças em valores de velocidade maiores.

Na figura 5.30(b) é mostrado o gráfico obtido para o ensaio do amortecedor, em que se observam na velocidade de 50 mm/s, os valores de 60 N e 10 N para as forças geradas na tração e compressão, respectivamente. Desta forma o componente seria caracterizado por um coeficiente de amortecimento igual a 1,2 N.s/mm para a tração e 0,2 para compressão.

Vale ressaltar que a velocidade máxima (aproximadamente 50 mm/s) conseguida pelo equipamento de teste durante o ensaio, representa cerca de 10% do valor indicado por normas. Sendo assim, os valores obtidos para o amortecimento contêm um nível de incerteza elevado, constituindo uma somente uma estimativa considerada na modelagem.

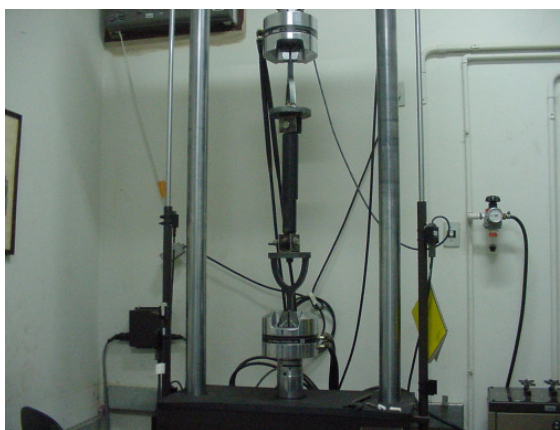
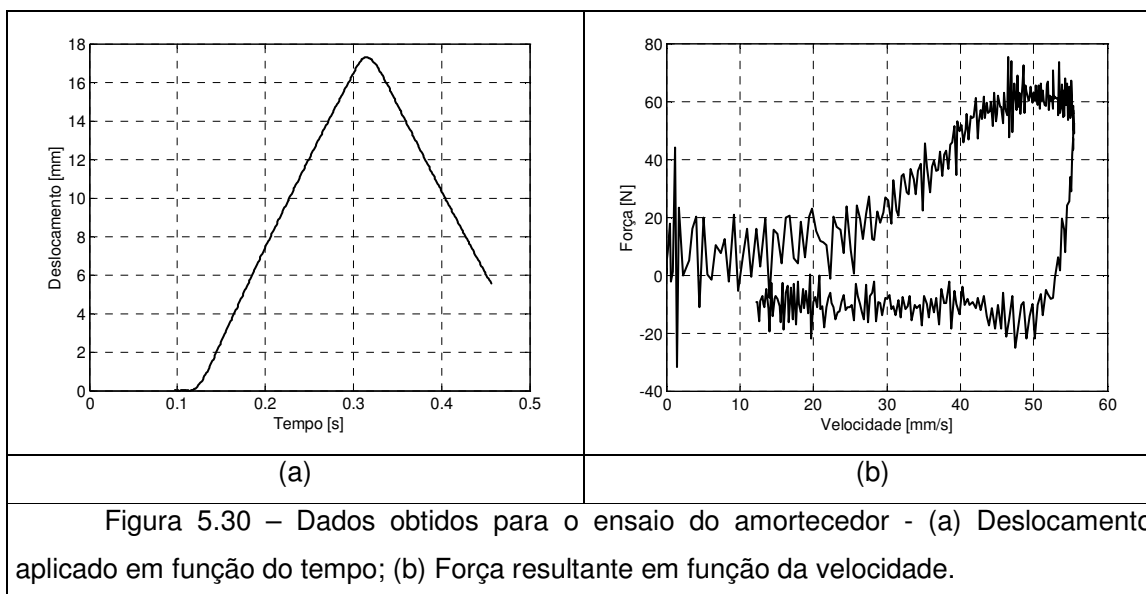


Figura 5.29 – Ensaio de compressão/tração no amortecedor traseiro.



5.3 Levantamento do Comportamento Dinâmico do Veículo

Para caracterizar o comportamento dinâmico vertical do veículo e seus componentes foi realizado um ensaio experimental que consistiu na passagem do veículo de estudo sobre obstáculos destacados da pista e na correspondente medição dos níveis de aceleração em seus principais componentes.

Parâmetros como a pressão dos pneus, a carga, a posição dos obstáculos na pista e a velocidade longitudinal do veículo, foram levados em conta durante os ensaios seguindo as condições mostradas na tabela 6.5.

Tabela 5.5 - Combinação dos parâmetros modificados no ensaio.

Condição	Pressão dos Pneus	Carga	Obstáculos	Velocidade
1	1	1	1	1
2	1	1	0	0
3	1	0	1	0
4	1	0	0	1
5	0	1	1	0
6	0	1	0	1
7	0	0	1	1
8	0	0	0	0

Na tabela 5.6 são descritos os códigos 1 e 0 como condições específicas para os parâmetros modificados durante os ensaios.

Tabela 5.6 - Descrição dos códigos 1 e 0 para os parâmetros de ensaio.

Parâmetros	1	0
Pressão	4 pneus com pressão de enchimento de 35 psi	4 pneus com pressão de enchimento de 15 psi
Carga	300 Kg colocados no compartimento traseiro	Sem nenhuma carga
Obstáculos	Dispostos em paralelo	Defasados
Velocidade	2000 rpm em 2ª marcha	1500 rpm em 2ª marcha

O posicionamento dos obstáculos e seu perfil são mostrados esquematicamente na figura 5.31.

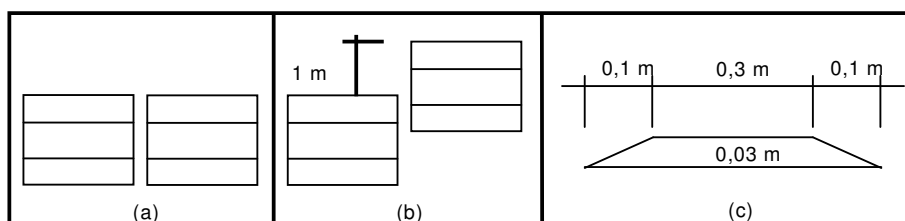


Figura 5.31 - Configurações para os obstáculos: (a) Paralelos ; (b) Defasados ; (c) Perfil dos obstáculos.

O procedimento de ensaio consistiu na colocação de acelerômetros em 20 pontos do veículo, divididos em grupos de 8 canais simultâneos. Para efeito de referência entre os acelerômetros de cada grupo, o acelerômetro colocado na posição 1 foi mantido fixo durante todo o ensaio. Desta forma, foram realizadas cerca de 72 passagens do veículo sobre o obstáculo, sendo 3 passagens para cada uma das 8 condições de parâmetros em 3 grupos de acelerômetros.

O posicionamento dos pontos de medição foi definido de forma a medir os movimentos característicos do chassi, conjunto propulsor, eixo dianteiro, eixo traseiro e carroceria, conforme mostrado na figura 5.32.

Os parâmetros de aquisição utilizados foram: frequência de amostragem de 1 kHz; tempo de aquisição de 5 segundos; e filtro passa-banda entre 1 Hz e 100 Hz.

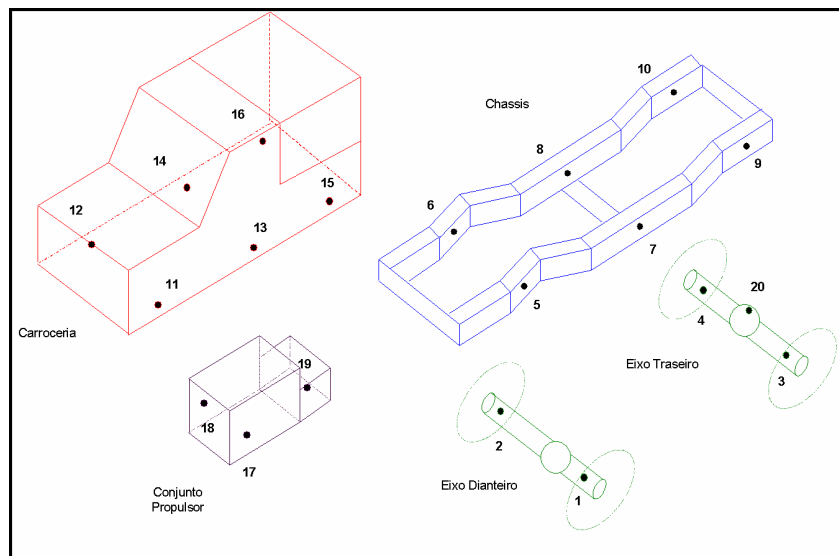
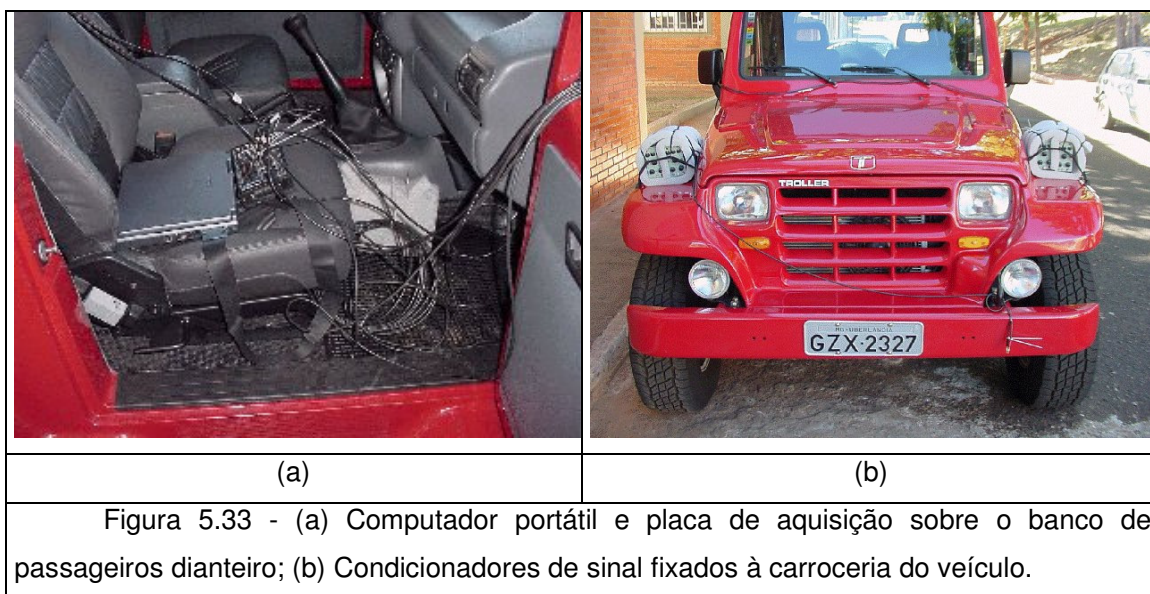
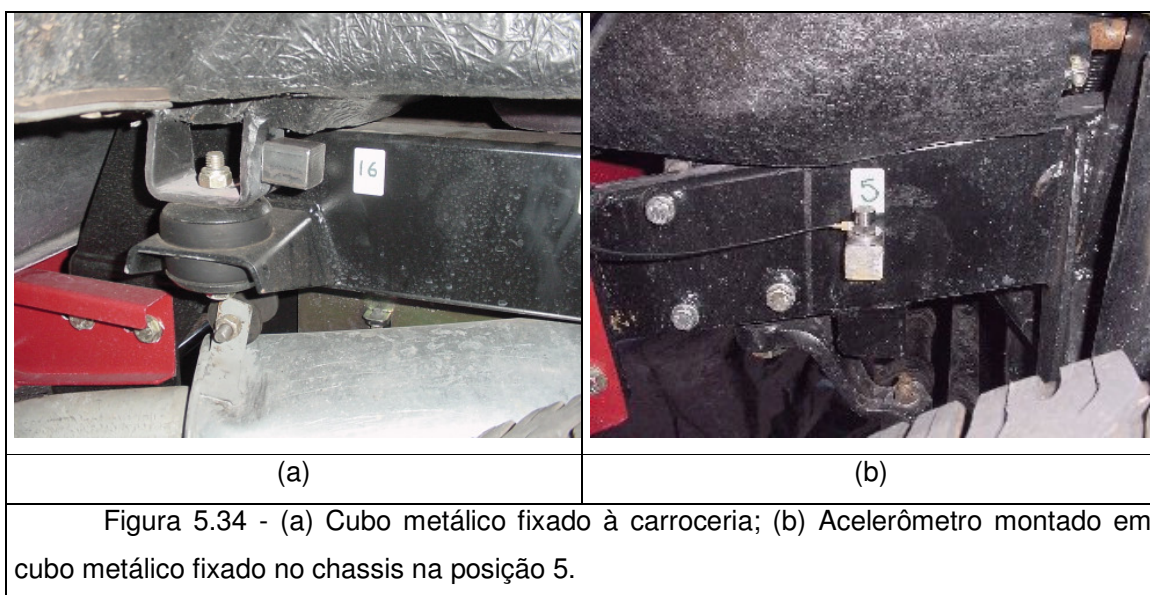


Figura 5.32 - Posicionamento dos acelerômetros para o ensaio da dinâmica vertical.

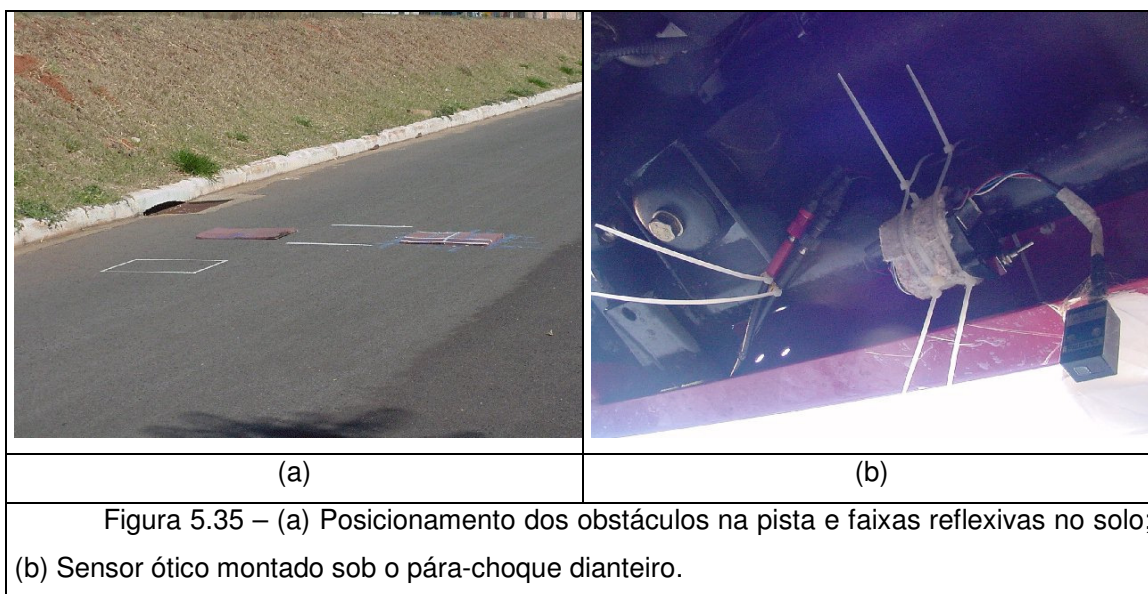
A aquisição dos sinais foi feita em computador portátil com placa de aquisição de 8 canais (National Instruments - 6024E), conforme ilustrado na figura 5.33(a), e a interface de comunicação foi feita com software Labview. Na figura 5.33(b) são mostrados os condicionadores de sinais associados aos acelerômetros colocados na parte dianteira do veículo.



Na figura 5.34 é mostrada a fixação de cubos metálicos na carroceria e chassi do veículo de forma a permitir a montagem dos acelerômetros através de bases magnéticas.



Vale ressaltar que para o início da aquisição e para o cálculo da velocidade instantânea do veículo sobre os obstáculos foi usado um sensor ótico fixado ao pára-choque dianteiro em conjunto com duas faixas reflexivas posicionadas a 1 metro de distância uma da outra e a 0,4 m do primeiro obstáculo, conforme ilustrado na figura 5.35.



Utilizando-se de todo o aparato empregado nos ensaios de dinâmica vertical com obstáculos, foram realizadas também medições no veículo submetido ao teste de amortecedores no equipamento do INMETRO – Uberlândia. O objetivo principal deste ensaio foi a aquisição dos níveis de aceleração aplicados na entrada ou excitação do veículo, simultaneamente ao movimento dos componentes. Na figura 5.36 ilustram-se momentos do ensaio com o veículo posicionado sobre o equipamento de testes e o acelerômetro destinado à medição da aceleração nas bases de excitação.



5.4 Levantamento do Comportamento Dinâmico do Chassis

Esta seção visa apresentar os ensaios realizados no chassi do veículo para validação dos resultados do modelo de elementos finitos, desenvolvido por Pinto (2003). Os ensaios foram feitos em parceria com o autor citado e representam uma etapa importante nos trabalhos realizados que tiveram como foco, o desenvolvimento de uma metodologia de projeto aplicada a veículos.

Os ensaios podem ser divididos em 3 etapas. A primeira foi a pesagem, através da montagem em uma condição bi-apoiada, sendo que em uma das extremidades foi utilizada a célula de carga. A medição foi feita novamente, mas com a célula de carga na outra extremidade, resultando em dois valores medidos. Com base na distância entre os dois pontos de medição foi estimado o peso e a posição x do CG (ao longo da direção longitudinal).

Em uma segunda etapa, foram realizados os ensaios de torção e flexão para obtenção dos valores de rigidez associados. A rigidez torcional foi medida considerando a capacidade do chassi em suportar um esforço de torção entre os pontos de apoio das suspensões. Na figura 5.37 é mostrada a montagem que se resume no travamento dos pontos de apoio da suspensão traseira e aplicação de uma torção nos pontos de apoio da suspensão dianteira através de um conjunto de massas e de um atuador hidráulico. Com base nos valores indicados em um conjunto de relógios comparadores e na carga aplicada, estimou-se o valor para a rigidez à torção do chassi.

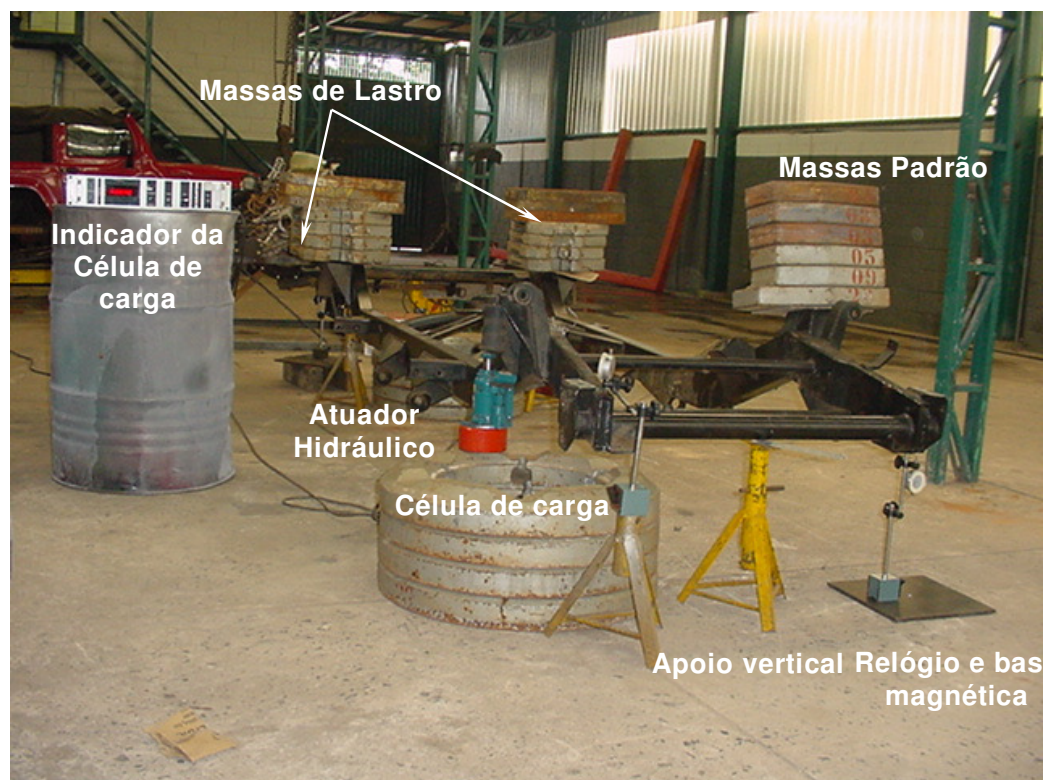


Figura 5.37 – Ensaio de torção do chassi do veículo de referência.

Já o ensaio de flexão seguiu procedimentos semelhantes aos realizados no ensaio de torção, sendo feita uma medição com o objetivo de se determinar a deflexão vertical no ponto médio das longarinas, quando submetidas a um carregamento normal vertical. Em uma montagem simples, o chassis foi apoiado nas suas extremidades (ponto de fixação das suspensões dianteira e traseira) e um conjunto de massas padrão foi posicionado sobre o seu centro. Após uma série de medições abrangendo várias condições de carga foi possível a estimativa da rigidez à flexão representando mais um parâmetro experimental para validação numérica.

Na terceira etapa o intuito foi verificar as frequências naturais e modos de vibração através da medição da aceleração em diversos pontos da estrutura. No procedimento foram usados 6 acelerômetros, martelo inercial (excitação por impacto), além de um sistema de sustentação simulando uma condição livre-livre, como ilustrado na figura 5.38.

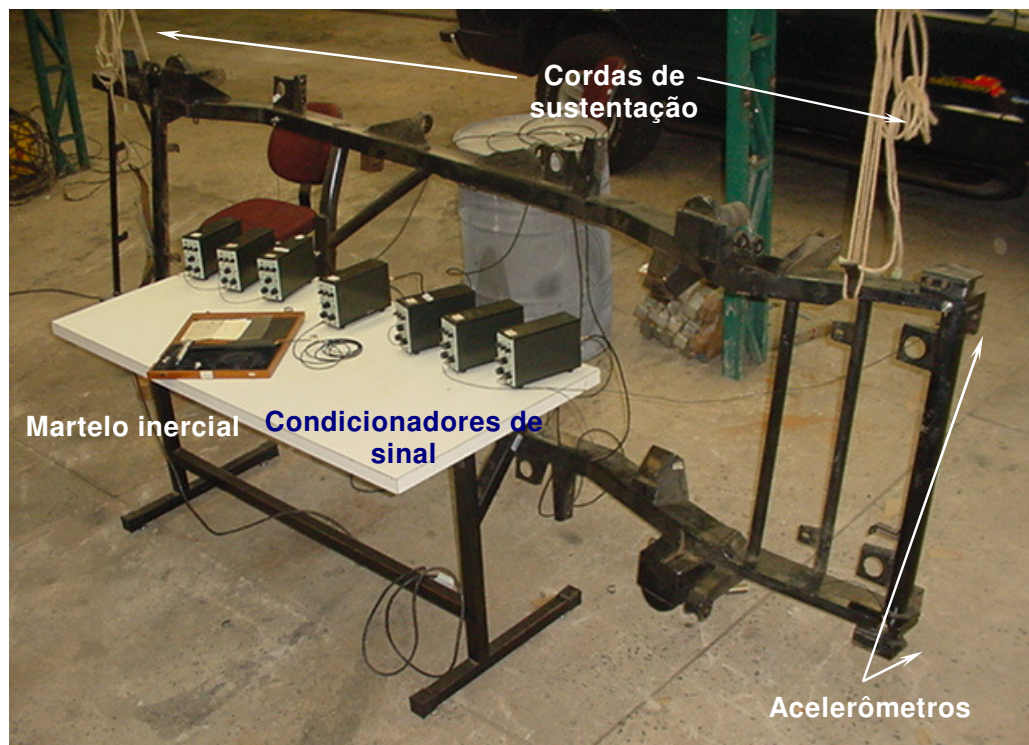


Figura 5.38 – Ensaio para análise modal experimental.

A metodologia utilizada nestes ensaios e os resultados obtidos podem ser vistos com mais detalhes no trabalho de Pinto (2003).

CAPÍTULO VI

ELABORAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL DO VEÍCULO

6.1 Modelo base

6.1.1 Modelos da geometria em ambiente CAD

Geralmente a definição do modelo multicorpos de um veículo tem seu início com a elaboração de modelos geométricos tridimensionais para os seus componentes, permitindo a localização de suas interfaces e o cálculo numérico de suas propriedades de inércia.

O modelo para o chassi do veículo, conforme mostrado na figura 6.1, define as posições mais importantes em um modelo multicorpos, como os pontos de fixação da carroceria, suportes de mola e amortecedores, suportes das barras Panhard das suspensões, suportes do conjunto propulsor, etc. Este modelo foi validado com sucesso com a comparação entre os valores da massa, obtido numericamente e determinado mediante medição experimental através de célula de carga, conforme mostrado em Pinto (2003).

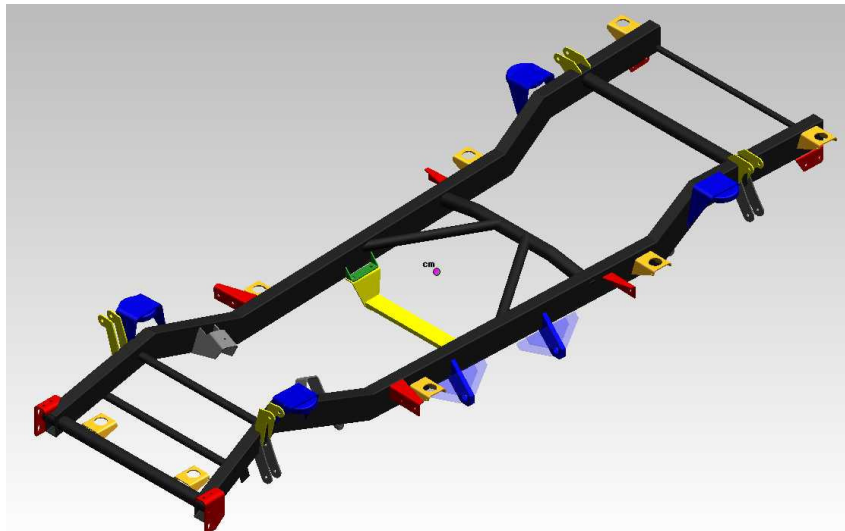
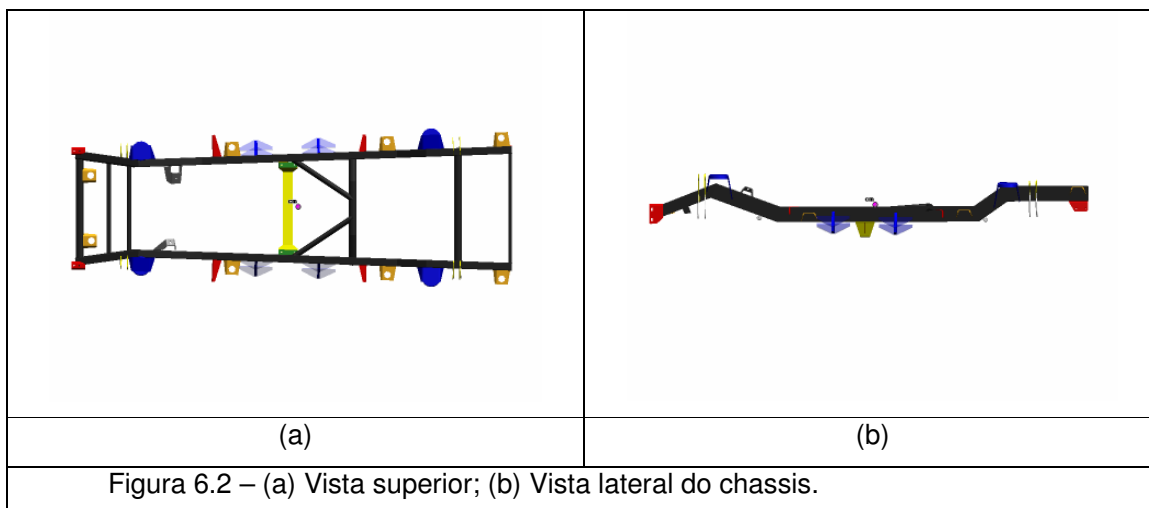
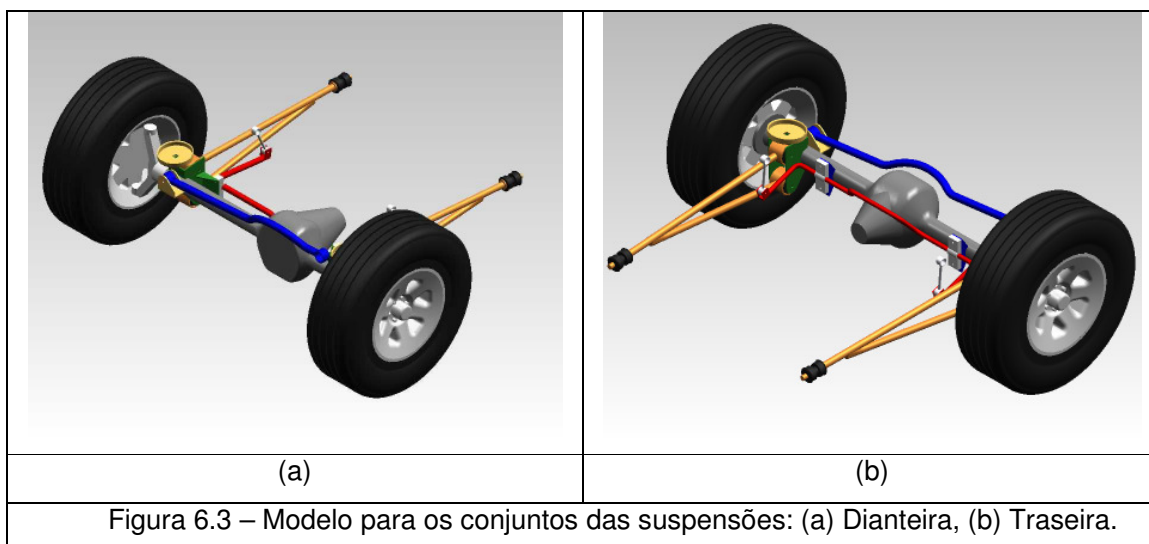


Figura 6.1 – Modelo para o chassi.

Na figura 6.2 são mostradas as vistas superior e lateral do chassi do veículo, ilustrando a forma característica de um chassi do tipo escada.

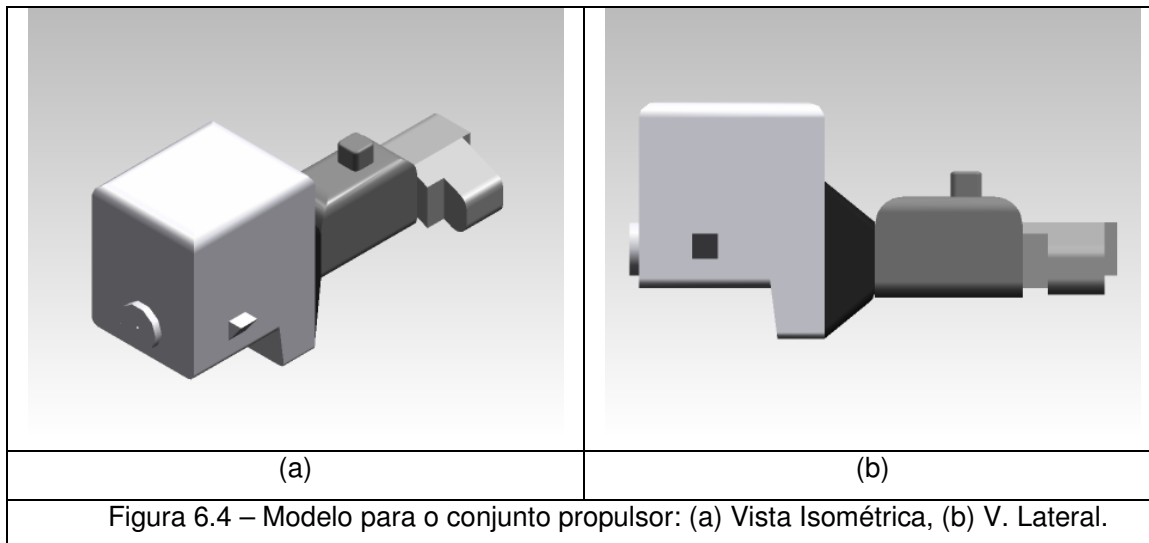


A modelagem das suspensões do veículo foi feita a partir da união de modelos individuais para vários componentes. Os modelos representam detalhadamente, os braços longitudinais, as barras do tipo Panhard, as barras estabilizadoras, as rodas, os pneus e os próprios eixos, conforme ilustrado na figuras 6.3.



Vale ressaltar dois aspectos importantes sobre as suspensões: as propriedades de inércia para os braços longitudinais e barras Panhard foram obtidas numericamente através dos modelos geométricos. Já a rigidez a torção (ao rolamento) que caracteriza cada uma das barras estabilizadoras foi obtida de forma analítica utilizando suas dimensões.

Com base no conjunto propulsor do veículo de referência foi elaborado um modelo para servir principalmente como geometria para visualização, uma vez que da mesma forma que os demais componentes (exceção feita ao modelo do chassi), as propriedades de inércia são determinadas experimentalmente. Na figura 6.4 é ilustrada a geometria definida para o conjunto propulsor.



Com a elaboração do modelo para a carroceria, todos os demais conjuntos foram unidos formando o modelo completo para o veículo, conforme ilustrado na figura 6.5. Na figura 6.6 são mostradas as vistas frontal e lateral deste modelo.

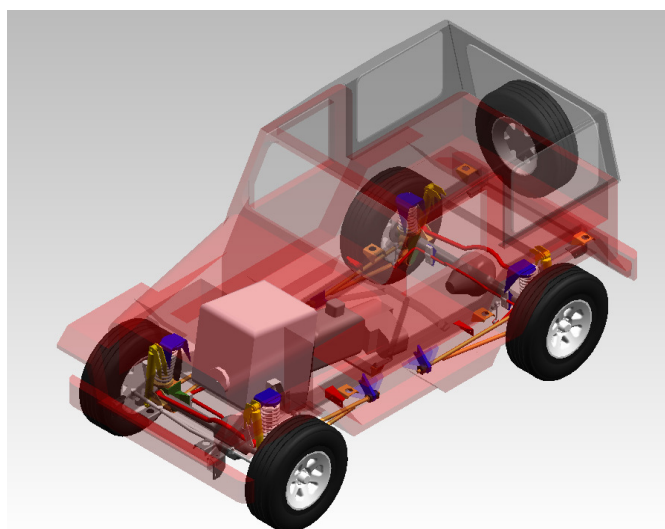
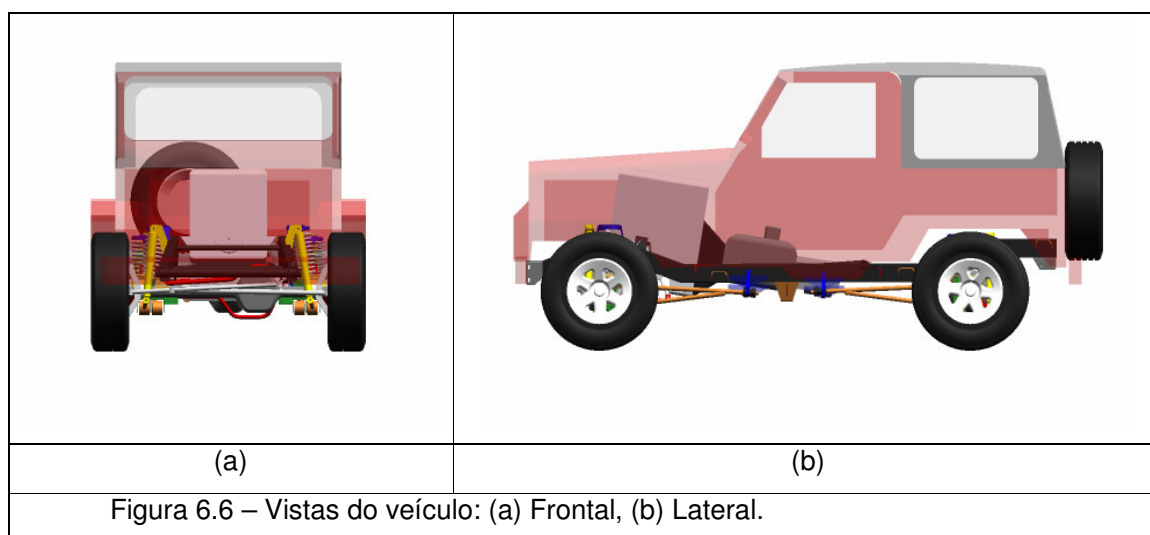


Figura 6.5 – Modelo para o veículo completo.



6.1.2 Modelos em ambiente CAE

Nesta etapa foram utilizados os recursos de modelagem do software MSC.ADAMS para a elaboração de um modelo multicorpos usando os modelos de geometria, os parâmetros de entrada obtidos experimentalmente e valores estimados.

Com o propósito de apresentar o modelo do veículo em ambiente CAE, segue-se uma sequência de ações envolvendo, a introdução de geometrias e a definição de elementos que representam forças e juntas cinemáticas.

Em alguns casos, os valores de rigidez e amortecimento para alguns componentes foram definidos levando-se em conta alguns valores presentes em exemplos do próprio software, conforme ilustrado no Anexo A.

O modelo multicorpos do veículo é iniciado com a introdução do modelo do chassi, já desenvolvido em ambiente CAD. Esse passa a ser referenciado a um corpo rígido definido com suas propriedades de inércia (tabela 6.1). Com a geometria, são introduzidos os elementos de força que representam as buchas de suspensão, conforme mostrado na figura 6.7.

Tabela 6.1 – Propriedades de inércia para o chassi obtidas numericamente.

Componente	Massa [kg]	Posição do CG [mm]	Posição do referencial. para o Tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm ²]		
Chassis	163,0	1151,04	0,0	$7,402 \times 10^7$	-----	-----
		-1,67	0,0	$-3,645 \times 10^5$	$4,081 \times 10^8$	-----
		544,06	0,0	$-1,400 \times 10^5$	$1,006 \times 10^8$	$3,816 \times 10^8$

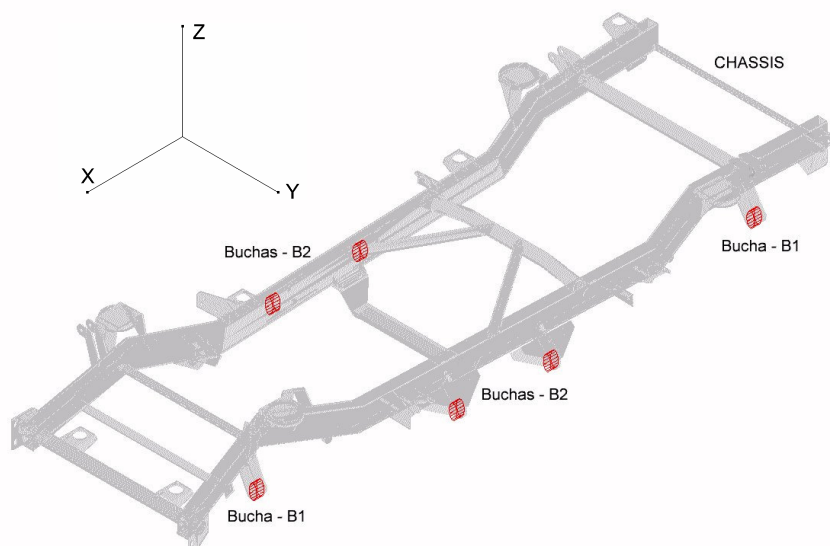


Figura 6.7 – Geometria do chassis e buchas de suspensão.

Vale ressaltar que o eixo axial ou eixo z das buchas na figura 6.8 está orientado segundo a direção do eixo global X (longitudinal ao veículo). As propriedades de rigidez linear ou de translação, rigidez angular ou de torção e pré-carga são mostradas na tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Propriedades de rigidez das buchas.

Componentes	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	X	y	z	x	Y	z	x	y	z
B1	5000,0	5000,0	1,0E+004	1,0E+004	1,0E+004	5,0E+003	0,0	0,0	0,0
B2	1,0E+004	1,0E+004	1,0E+003	1,0E+004	1,0E+004	5,0E+003	0,0	0,0	0,0
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	X	y	z	x	y	z	x	y	z
B1	1,0	1,0	1,0	200,0	200,0	200,0	0,0	0,0	0,0
B2	1,0	1,0	1,0	200,0	200,0	200,0	0,0	0,0	0,0

De forma semelhante ao caso do chassis, os braços longitudinais das suspensões dianteira e traseira, assim como as barras Panhard dianteiras e traseiras são inseridos no modelo. Assim, as buchas de suspensão inseridas anteriormente são definidas completamente a partir da indicação dos corpos rígidos associados ao chassis.

Na figura 6.8 são mostradas as geometrias para cada corpo rígido referente às suspensões, estando interligados pelos elementos de força do tipo bucha. As propriedades de inércia destes componentes encontram-se na tabela 6.3.

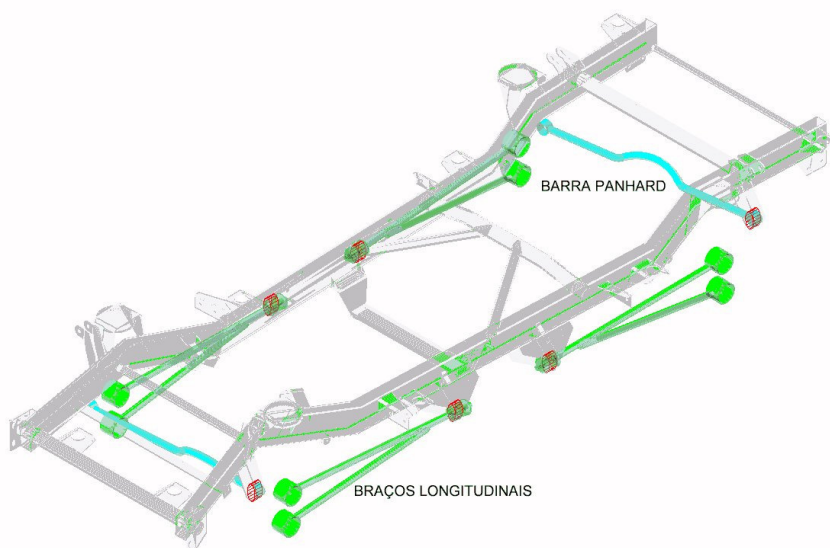


Figura 6.8 - Braços longitudinais e Barras Panhard.

Tabela 6.3 – Propriedades de inércia para os componentes das suspensões obtidas numericamente.

Componentes	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]	Posição do referencial para o tensor [mm]	Tensor de Inércia [kg mm ²]		
<i>Braço Longitudinal Dianteiro Esquerdo</i>	9,15	1995,09	0,0	$3,212 \times 10^5$	-----	-----
		472,36	0,0	$8,607 \times 10^5$	$3,829 \times 10^7$	-----
		353,72	0,0	$1,531 \times 10^5$	$6,439 \times 10^5$	$3,917 \times 10^7$
<i>Braço Longitudinal Dianteiro Direito</i>	9,15	1994,47	0,0	$3,206 \times 10^5$	-----	-----
		-472,75	0,0	$-8,611 \times 10^5$	$3,826 \times 10^7$	-----
		352,28	0,0	$-1,526 \times 10^5$	$6,411 \times 10^5$	$3,915 \times 10^7$
<i>Braço Longitudinal Traseiro Esquerdo</i>	9,15	475,32	0,0	$3,759 \times 10^5$	-----	-----
		530,04	0,0	$2,284 \times 10^5$	$3,929 \times 10^5$	-----
		356,33	0,0	$1,728 \times 10^5$	$1,579 \times 10^5$	$5,319 \times 10^5$
<i>Braço Longitudinal Traseiro Direito</i>	9,15	474,71	0,0	$3,759 \times 10^5$	-----	-----
		-529,98	0,0	$-2,280 \times 10^5$	$3,924 \times 10^5$	-----
		356,36	0,0	$-1,728 \times 10^5$	$1,577 \times 10^5$	$5,313 \times 10^5$
<i>Barra Panhard Dianteira</i>	5,95	2509,13	0,0	$1,739 \times 10^5$	-----	-----
		3,99	0,0	$7,049 \times 10^4$	$3,882 \times 10^7$	-----
		472,64	0,0	$5,669 \times 10^4$	$7,064 \times 10^5$	$3,788 \times 10^7$
<i>Barra Panhard Traseira</i>	5,90	-63,49	0,0	$1,850 \times 10^5$	-----	-----
		-1,3	0,0	$-2,975 \times 10^4$	$1,346 \times 10^5$	-----
		471,94	0,0	$3,374 \times 10^4$	$-1,802 \times 10^5$	$5,582 \times 10^5$

Com base na geometria das suspensões introduzidas na etapa anterior, outros elementos de força do tipo bucha são inseridos nas suas respectivas posições,

possibilitando uma união entre as suspensões e os eixos, como ilustra a figura 6.9. Os coeficientes estimados que caracterizam estas buchas são mostrados na tabela 6.4.

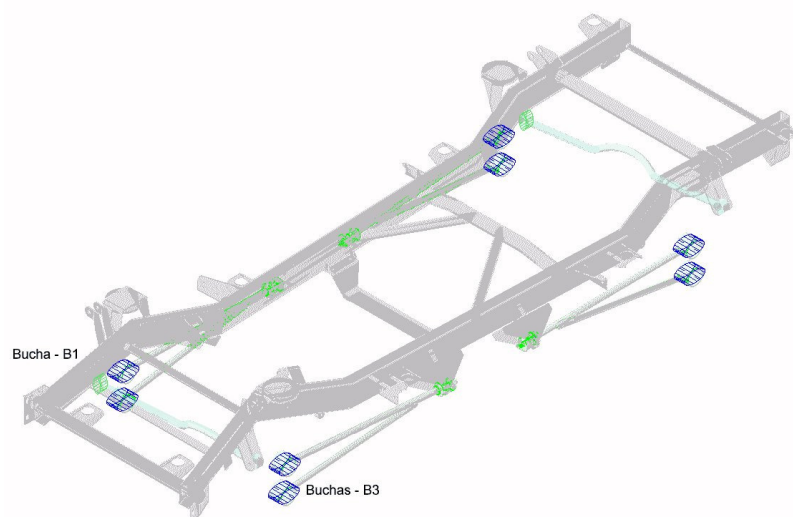


Figura 6.9 - Buchas entre nos eixos de suspensão.

Tabela 6.4 – Propriedades de rigidez para as buchas nos braços das suspensões.

Componentes	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
B3	5000,0	5000,0	1,0E+004	1.0E+004	1.0E+004	5,0E+003	0.0	0,0	0,0
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
B3	1,0	1,0	1,0	200,0	200,0	200,0	0.0	0,0	0,0

Entende-se ainda que o eixo axial ou eixo z das buchas (B3) na figura 6.8 está orientado segundo a direção do eixo global Y (transversal ao veículo), mostrado na figura 6.9.

A definição dos corpos rígidos que representam os eixos do veículo é feita a partir da introdução das respectivas geometrias e propriedades de inércia (tabela 6.5). Mais uma vez, as buchas inseridas no passo anterior podem ser completamente definidas com a indicação dos eixos como corpos interligados com os elementos das suspensões, conforme ilustrado na figura 6.10.

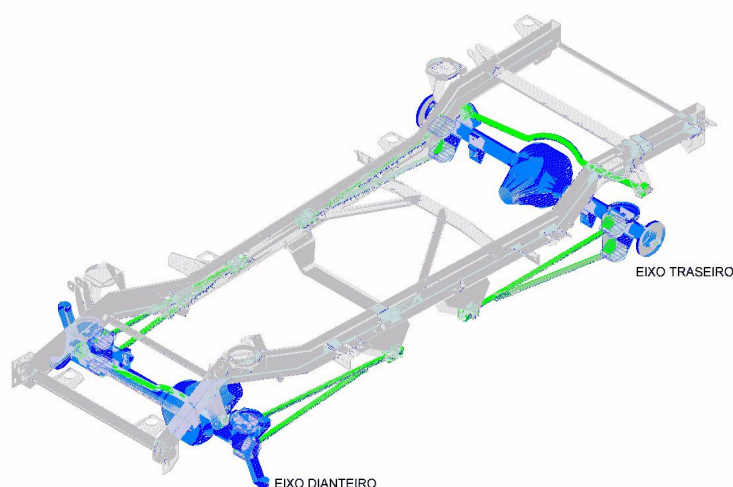


Figura 6.10 - Geometria dos eixos da suspensão.

Tabela 6.5 – Propriedades de inércia para os eixos.

Componente	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]	Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm ²]		
Eixo Dianteiro	225,0	2435,0	2435,0	$8,194 \times 10^7$	-----	-----
		35,0	0,0	0,0	$1,638 \times 10^7$	-----
		375,0	375,0	0,0	0,0	$8,194 \times 10^7$
Eixo Traseiro	167,0	35,0	35,0	$7,290 \times 10^7$	-----	-----
		0,0	0,0	0,0	$1,458 \times 10^7$	-----
		375,0	375,0	0,0	0,0	$7,290 \times 10^7$

Com a geometria dos eixos e chassis definida, torna-se possível a modelagem dos elementos relativos às molas e aos amortecedores presentes no veículo. Estes elementos representam sob vários aspectos o comportamento real, a partir da definição de parâmetros tais como, a direção da força resultante entre os corpos, coeficientes ou curvas de rigidez e amortecimento e níveis de pré-carga.

Na tabela 6.6 encontram-se os valores utilizados para definição das forças de mola e amortecedor no modelo.

Tabela 6.6 – Propriedades de rigidez e amortecimento.

Componentes	Rigidez [N/mm]	Amortecimento [N.s/mm]	Pré-carga [N]
Molas Dianteiras	25.0 *	-----	3000.0 **
Molas Traseiras	28.0 **	-----	3200.0 **
Amortecedores	-----	Tração = 1.2 ; Compressão = 0.2 ***	-----

* Obtido com cálculo analítico; ** Obtido experimentalmente.

Na figura 6.11 são destacados os elementos de força aplicados entre os eixos e chassis.

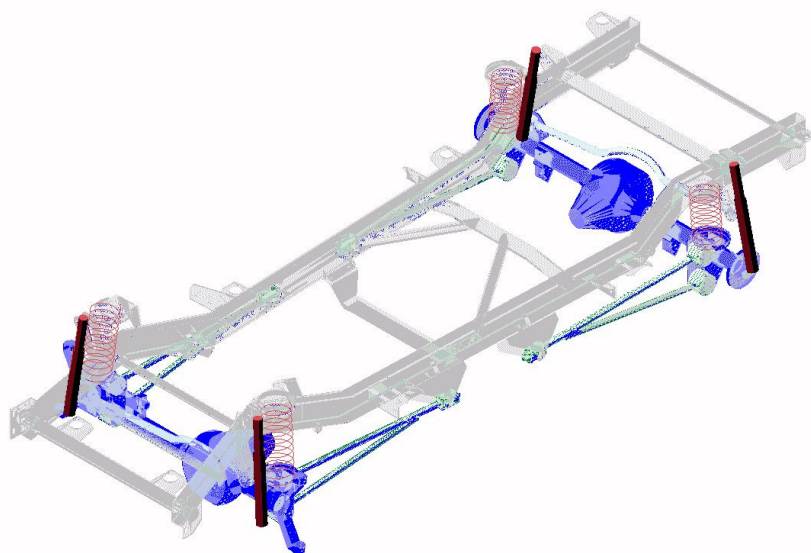


Figura 6.11 – Forças representando as molas e amortecedores.

As barras estabilizadoras são representadas por meio de forças semelhantes às aplicadas para as molas, contudo são definidas para um movimento de rotação entre dois corpos.

Com base em expressões analíticas (Milliken e Milliken, 1995) e nos parâmetros mostrados na tabela 6.8, pode ser estimada a rigidez das barras (tabela 6.9).

Tabela 6.8 – Parâmetros das barras estabilizadoras.

Componentes	Diâmetro (d) [mm]	Comprimento (L) [mm]	Braço (R) [mm]	Módulo de Cisalhamento [lb/in]	Rigidez (K_{linear}) [N/mm]
Barra Dianteira	26	390	235	11.0×10^6	38.54
Barra Traseira	19	455	320	11.0×10^6	85.05

Tabela 6.9 – Propriedades de rigidez de torção para as barras estabilizadoras.

Componentes	Rigidez Angular [N.mm/graus]	Amortecimento Angular [N.s.mm/graus]
Barra Dianteira	$2,25761 \times 10^5$	0.0
Barra Traseira	$1,39245 \times 10^5$	0.0

Neste caso, elementos de força são colocados entre os eixos e o chassis, conforme ilustrado na figura 6.12, sendo caracterizados por coeficientes de rigidez angular. Vale

ressaltar que, assim como as molas e amortecedores estes componentes se comportam como forças e portanto não representam corpos rígidos.

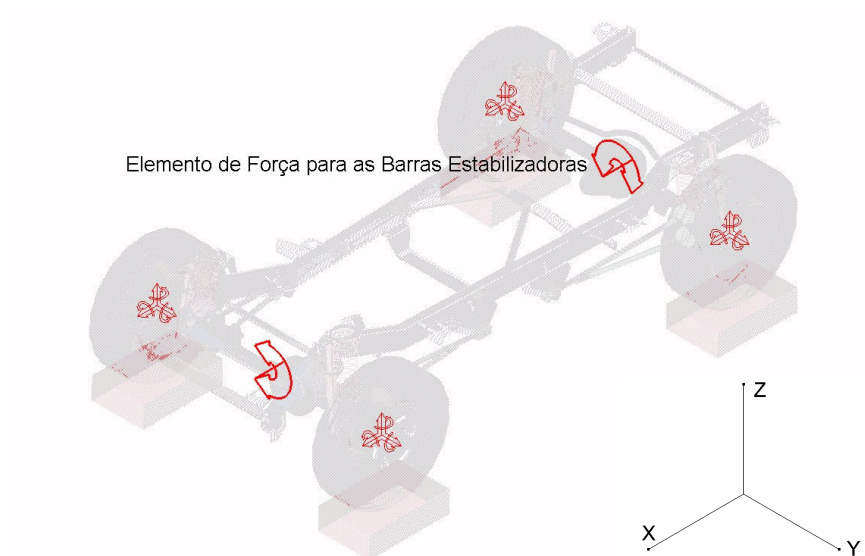


Figura 6.12 – Forças representando as barras estabilizadoras.

Os coxins são componentes semelhantes às buchas e são representados por elementos de força que se caracterizam basicamente por parâmetros de rigidez e amortecimento. Para o conjunto propulsor a geometria do chassi indica as posições deste elementos, conforme ilustrado na figura 6.13.

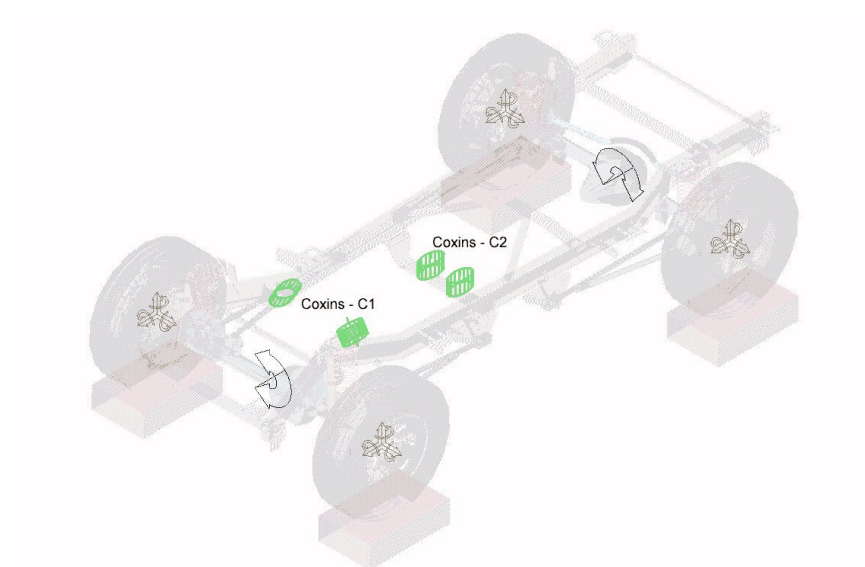


Figura 6.13 – Forças representando os coxins entre o conjunto propulsor e chassi.

Na tabela 6.10 são mostrados os valores definidos inicialmente para as características de rigidez e amortecimento dos coxins, a partir de valores da literatura (Anexo A).

Tabela 6.10 – Propriedades de rigidez dos coxins do conjunto propulsor.

Componentes	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C1	3000,0	3000,0	3000,0	1.0E+005	1.0E+005	1000.0	0,0	0,0	800.0
C2	3000,0	3000,0	3000,0	1.0E+005	1.0E+005	1000.0	0,0	0,0	800.0
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C1	10,0	10,0	10,0	20,0	20,0	20,0	0,0	0,0	0,0
C2	10,0	10,0	10,0	20,0	20,0	20,0	0,0	0,0	0,0

Como em passos anteriores, um corpo rígido é criado a partir de determinadas propriedades de inércia (tabela 6.11) e de uma geometria característica para representar os movimentos do conjunto propulsor. Na figura 6.14, o conjunto propulsor é representado por sua geometria interligada ao chassi pelos coxins.

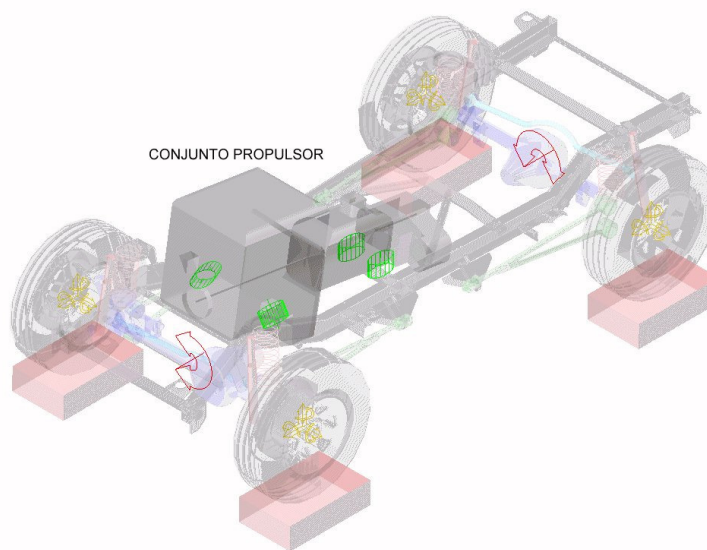


Figura 6.14 - Geometria do conjunto propulsor inserida no modelo.

Tabela 6.11 – Propriedades de inércia para o conjunto propulsor.

Componente	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]	Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm ²]		
	388,0	1850,0	1850,0	1,892 x 10 ⁸	-----	-----

Conjunto Propulsor	388,0	1850,0	1850,0	$1,892 \times 10^8$	-----	-----
		0,0	0,0	0,0	$2,644 \times 10^8$	-----
		700,0	700,0	0,0	0,0	$2,644 \times 10^8$

De forma semelhante aos coxins do conjunto propulsor, os coxins da carroceria são posicionados a partir da geometria do chassis, sendo introduzidos conforme destacado na figura 6.15. Ressalta-se que os valores apresentados na tabela 6.12 estão definidos segundo um referencial próprio do elemento, de forma que a rigidez axial no eixo z do coxim está orientada segundo o eixo global Z (vertical em relação ao veículo).

Tabela 6.12 – Propriedades de rigidez dos coxins da carroceria.

Componente	Rigidez linear [N/mm]			Rigidez angular [N.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C3	2000,0	2000,0	1500,0 *	1.0E+005	1.0E+005	1000,0	0,0	0,0	700,0 *
	Amortecimento linear [N.s/mm]			Amortecimento angular [N.s.mm/graus]			Pré-carga [N]		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z
C3	200,0	200,0	200,0	20,0	20,0	20,0	0,0	0,0	0,0

* Obtido experimentalmente

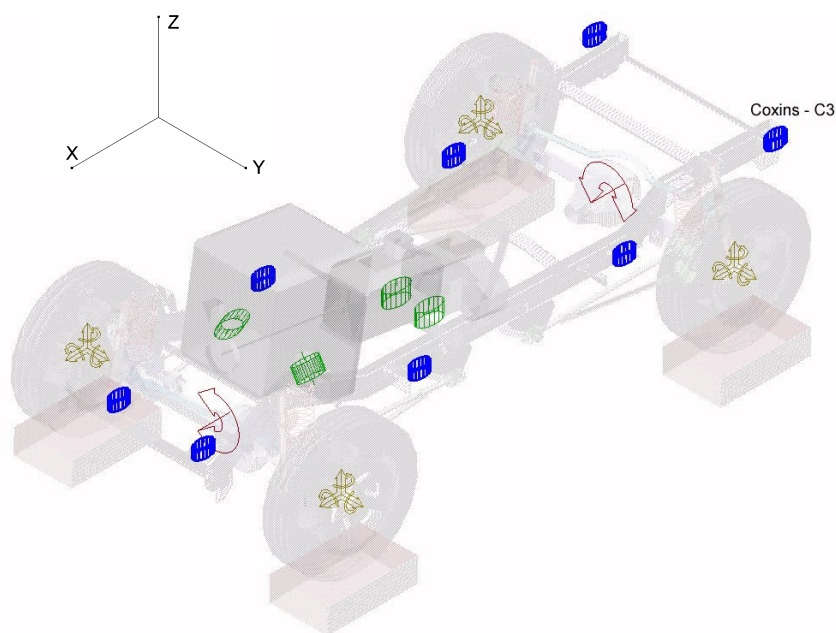


Figura 6.15 – Definição dos coxins da carroceria com o chassis.

A definição da carroceria como corpo rígido é feita a partir de sua geometria, conforme mostrado anteriormente na figura 6.5, e de suas propriedades de inércia (tabela 6.13). Contudo vale lembrar que, tanto a carroceria, quanto o conjunto propulsor e eixos, têm suas respectivas propriedades de inércia obtidas de forma experimental.

Tabela 6.13 – Propriedades de inércia para os corpos rígidos.

Componente	Massa [kg]	Posição do Centro de Gravidade [mm]	Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm ²]		
Carroceria	600,0	828,0	828,0	$4,657 \times 10^8$	-----	-----
		0,0	0,0	0,0	$9,270 \times 10^8$	-----
		925,0	925,0	0,0	0,0	$9,270 \times 10^8$

6.1.3 Inserção dos pneus no modelo

A modelagem dos pneus é discutida a parte aqui, devido às inúmeras possibilidades abordagens de sua aplicação. Neste trabalho, duas abordagens são utilizadas visando a observação de suas influências no comportamento dinâmico.

A primeira abordagem considera os pneus como um conjunto de mola e amortecedor vinculados nas extremidades dos eixos e nas bases que representam a pista, conforme ilustrado na figura 6.16.

Os parâmetros associados portanto neste modelo são tão somente um coeficiente ou curva de rigidez (Força por deslocamento) e um coeficiente ou curva de amortecimento (Força por velocidade). Esta é a abordagem mais simples de modelagem e proporciona uma simulação com um custo computacional baixo (menos de 1 minuto).

Vale ressaltar que, mesmo que esta seja a abordagem mais utilizada para análise de dinâmica vertical de veículos, existem restrições quanto a sua utilização em aspectos que envolvam efeitos da dinâmica longitudinal e lateral. Isto se deve principalmente pelo fato de os eixos de suspensão devem apresentar somente 2 graus de liberdade (translação vertical e rotação no eixo longitudinal) para que a condição de equilíbrio do veículo seja conseguida.

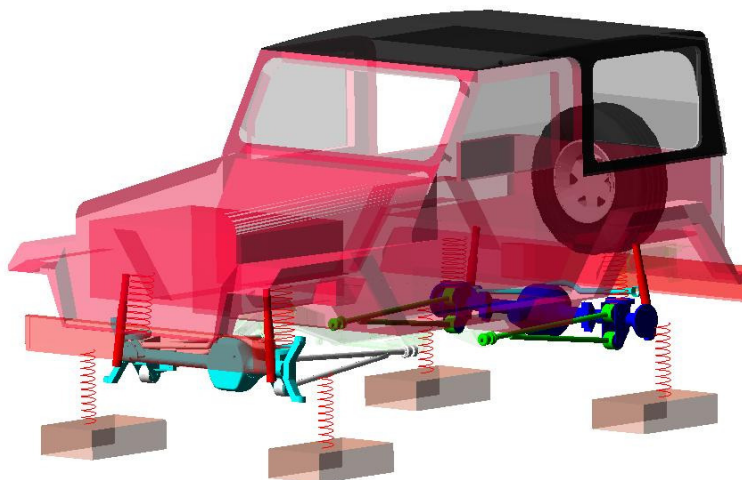


Figura 6.16 – Modelagem dos pneus com elementos de mola e amortecedor.

A definição dos parâmetros de rigidez e amortecimento nestes modelos de pneus é discutida mais adiante durante as comparações de seus efeitos no comportamento dinâmico do veículo.

A segunda abordagem estudada se refere ao recurso de modelagem proporcionado pelo software, chamado de Pneu Fiala. Segundo Blundell e Harty (2004) este é um dos modelos mais conhecidos pelos usuários da ferramenta, e embora apresente algumas limitações, tem a vantagem de representar o comportamento de um pneu levando em conta poucos parâmetros.

Os parâmetros que definem o pneu são:

- O raio do pneu sem carregamento
- O raio da carcaça do pneu
- A rigidez radial
- A rigidez longitudinal, que representa a inclinação na origem da curva que caracteriza a força de frenagem pela taxa de escorregamento longitudinal ou “*Slip Ratio*”.
- A rigidez lateral devido o efeito do ângulo de desvio, que representa a inclinação na origem da curva que caracteriza a força lateral pelo ângulo de desvio ou “*Slip Angle*”.
- A rigidez lateral devido o efeito do ângulo de camber, que representa a inclinação na origem da curva que caracteriza a força lateral pelo ângulo de camber ou “*Camber Angle*”.
- O coeficiente de resistência ao rolamento, que representa a distância entre o ponto de aplicação da força normal e o centro do pneu. Este valor multiplica a força normal no pneu gerando um momento que resiste ao seu rolamento.

- O fator de amortecimento radial ζ , que é a relação entre o amortecimento do pneu e o amortecimento crítico.
- O coeficiente de atrito estático. Efetivamente representa o valor máximo de atrito presente no contato do pneu com o solo.
- O coeficiente de atrito dinâmico. É o valor de atrito durante um escorregamento total do pneu com relação ao solo.

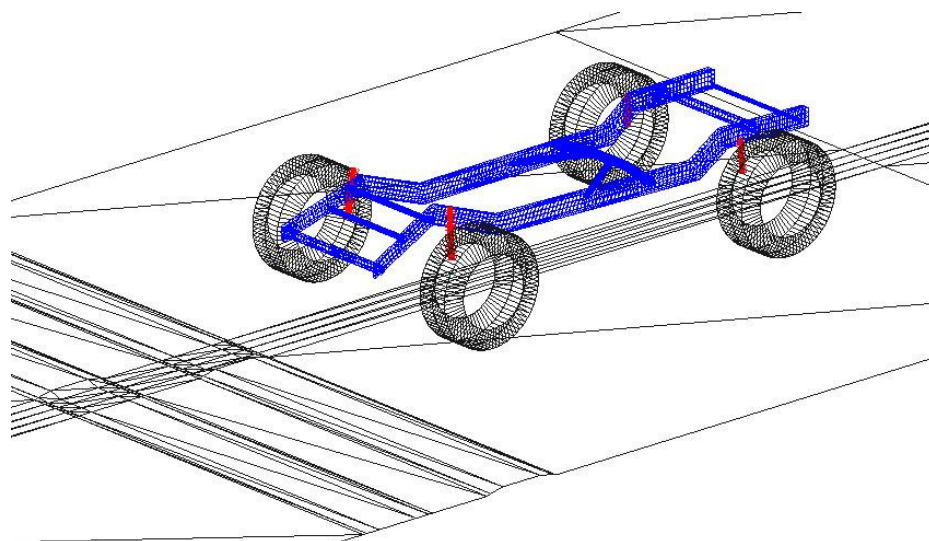


Figura 6.17 – Modelagem dos pneus Fiala.

6.1.4 Inserção do chassi flexível no modelo

Uma investigação importante diz respeito à possibilidade de integração do modelo multicorpos do veículo com o modelo de elementos finitos do chassi. Esta abordagem vem sendo aplicada pela indústria para melhorar a qualidade de predição dos modelos computacionais, considerando que em alguns casos a influência da flexibilidade pode ser significativa.

A introdução da flexibilidade no modelo multicorpos depende inicialmente da elaboração de um modelo de elementos finitos adequado e representativo. A partir de um recurso do programa ANSYS, um conjunto de ações pré-estabelecidas em um arquivo de comandos é executado, dando origem a um arquivo de saída contendo as propriedades de inércia, geometria e modos de vibração. Estas informações permitem a inclusão da flexibilidade no modelo multicorpos através do método dos modos assumidos amplamente discutido em Borges (1999). Partindo do modelo de elementos finitos desenvolvido por Pinto

(2003), a influência da flexibilidade do chassi do veículo de referência torna-se também objeto de estudo nas simulações do comportamento dinâmico.

Uma vez que certas informações presentes no trabalho desenvolvido por Pinto (2003) têm uma importância essencial na definição de uma metodologia de projeto e no estudo da introdução da flexibilidade de componentes em modelos multicorpos de veículos, alguns comentários são apresentados a seguir.

Basicamente, o modelo ilustrado na figura 6.18 foi elaborado em ANSYS partindo da geometria definida em CAD e considerações com respeito às propriedades do material. O elemento usado foi o Shell63, sendo definido por 4 nós e 4 espessuras, permite a aplicação de cargas normais e em seu plano e possui seis graus de liberdade em cada nó sendo 3 translações e 3 rotações em torno dos eixos nodais. Outra característica do elemento é a possibilidade de representar grandes deformações. Foram usados elementos nas formas quadrilateral e triangular, com tamanhos variando de 15 mm a 30 mm e usando espessuras de 3 mm e 4 mm.



Figura 6.18 – Modelo de elementos finitos para o chassi (Pinto, 2003).

O modelo apresenta as propriedades mostradas na tabela 6.14, e algumas considerações sobre a modelagem são destacadas: a geometria (dimensões gerais do chassi) foi medida com precisão de 4 mm; as espessuras foram medidas com precisão de 0,2 mm; todos os suportes foram excluídos do modelo; as conexões entre as longarinas e travessas são consideradas perfeitas, desprezando possíveis variações na rigidez devido à solda; o material é considerado isotrópico dentro de sua faixa linear elástica; os cálculos foram feitos através de uma análise linear estática com pequenas deformações resultando em rigidez torcional constante.

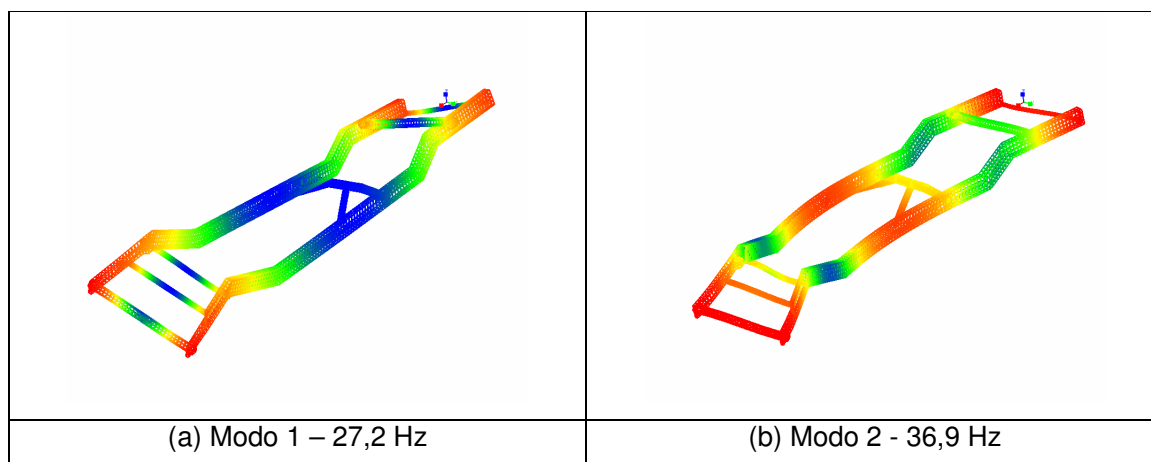
Tabela 6.14 – Características do modelo de elementos finitos do chassis.

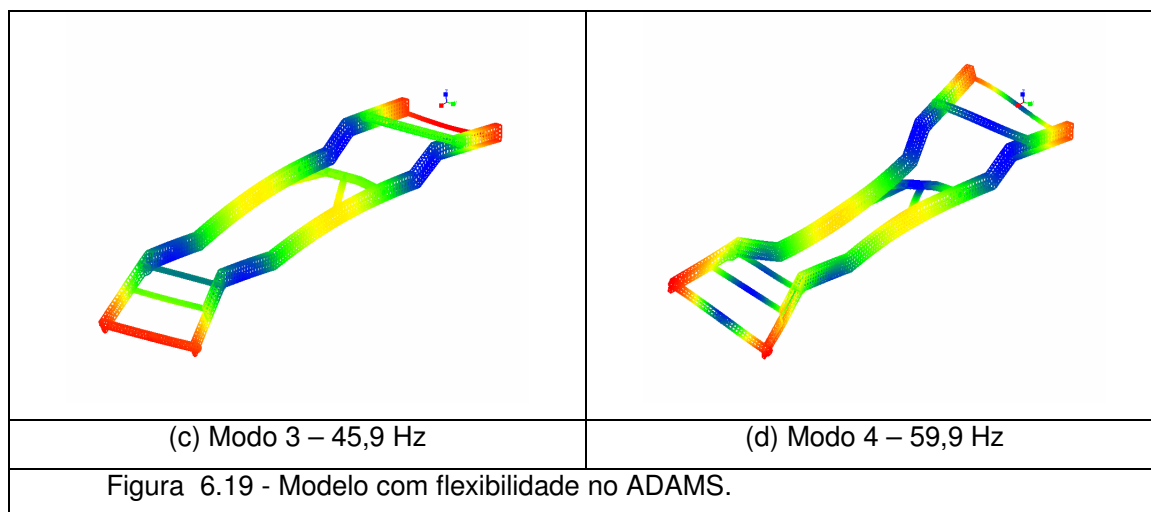
Número de nós	7717
Número de elementos	10845
Número de graus de liberdade	65070
Material	Aço carbono
Densidade [Kg/m ³]	7830 kg/m ³
Módulo de Elasticidade [N/m ²]	2,1e11N/m
Coefficiente de Poisson	0,3
Massa do Chassis [Kg]	99,0

Tabela 6.15 – Propriedades de inércia para o modelo de elementos finitos do chassis.

Componente	Massa [kg]	Posição do Referencial Local [mm]	Posição do Centro de Gravidade (referencial local) [mm]	Posição do referencial para o tensor de inércia [mm]	Tensor de Inércia [kg mm ²]		
Chassis Flexível	159,5	-520,0	1714,3	1714,3	2,614 x 10 ⁷	-----	-----
		0,0	0,60	0,60	3.141 x 10 ⁷	6.318 x 10 ⁸	-----
		650,0	-68,04	-68,04	-2.033 x 10 ⁷	-5,744 x 10 ³	6.525 x 10 ⁸

Os modos de vibração usados na expansão são fundamentais no processo de análise e simulação, considerando que o método dos modos assumidos lida com a combinação destes modos flexíveis. Na figura 6.19 são mostrados os 4 primeiros modos flexíveis (de 20 extraídos) usados na definição do componente flexível no modelo multicorpos.





6.2 Simulação e comparação dos resultados com os ensaios experimentais

Nesta etapa são realizadas as simulações dos modelos, buscando a comparação entre valores de aceleração simulados com os sinais medidos experimentalmente.

Considera-se para a comparação de resultados a condição 4 do ensaio de dinâmica vertical, por se tratar de uma condição de operação mais usual em que o veículo trafega sem carga e com a pressão de enchimento dos pneus de 35 psi.

A ação dos obstáculos sobre os pneus é representada por deslocamentos impostos nas bases dos pneus no modelo, sendo compatível com seu perfil e a velocidade do veículo no instante da passagem durante o ensaio experimental, como ilustrado na figura 6.20.

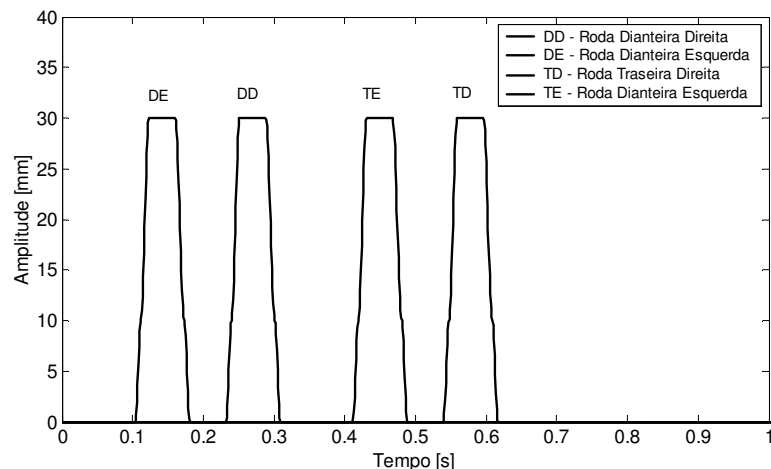


Figura 6.20 – Deslocamentos impostos nas bases para condição 3.

As simulações iniciam-se a partir da condição de equilíbrio estático, com tempo de duração de 1,5 s e intervalo de 0,001 s.

Uma observação inicial pode ser feita com relação ao carregamento estático suportado pelos pneus que nas condições em questão foi de 3932 N, 4017 N, 3783 N e 3795 N, respectivamente para os pneus dianteiros direito e esquerdo e traseiros direito e esquerdo. Estes valores colocam o centro de gravidade em uma posição no plano horizontal, muito próxima dos valores obtidos experimentalmente no ensaio de determinação do CG na balança. Além disto, o peso do veículo no modelo dado pela soma dos quatro valores medidos nos pneus difere do peso real em apenas 2%.

Tendo em vista as diferentes alternativas de modelagem com respeito ao maior ou menor nível de fidelidade, são considerados alguns estudos de caso para a análise de resultados.

a) Caso 1

Neste caso os pneus no modelo base são representados por molas e juntamente com o conjunto de mola e amortecedor, podem ser usadas com parâmetros constantes definindo um comportamento linear ao longo de sua deflexão ou com curvas do tipo “*spline*”, definindo um comportamento não linear.

Na figura 6.21 são ilustradas duas maneiras de como a rigidez pode ser ajustada, na primeira, a mola pode apresentar uma força de tração dependendo de sua deflexão, o que não seria real. Já na segunda forma, qualquer que seja a deflexão da mola no sentido de abrir ou se estender, a força não aparecerá. Esta diferenciação também foi aplicada ao comportamento do pneu, abordando uma condição muito importante da simulação envolvendo pneus que é a perda de contato como o solo.

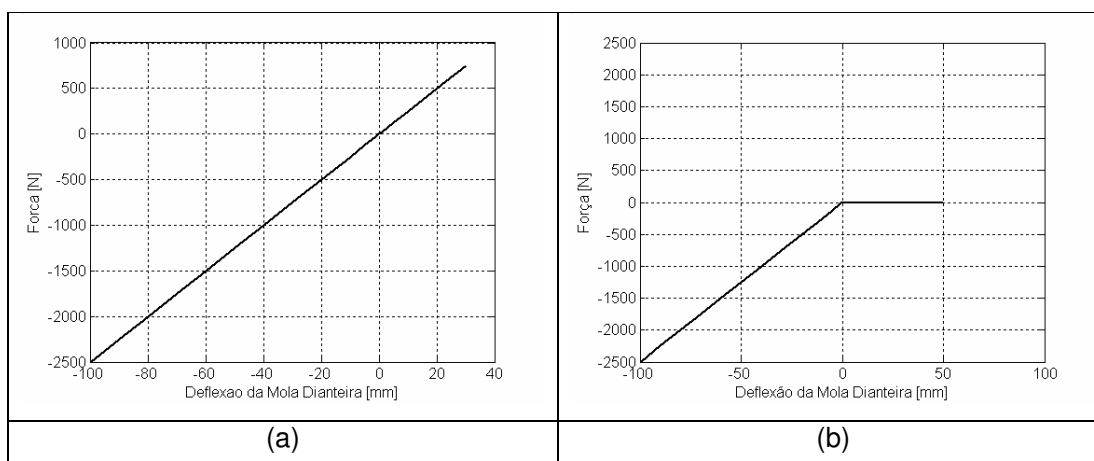
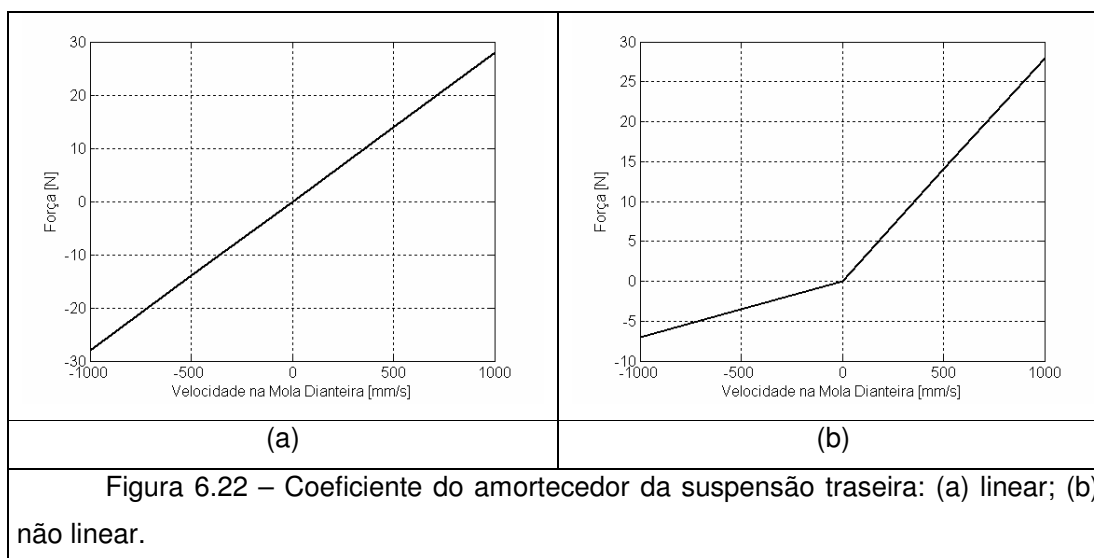
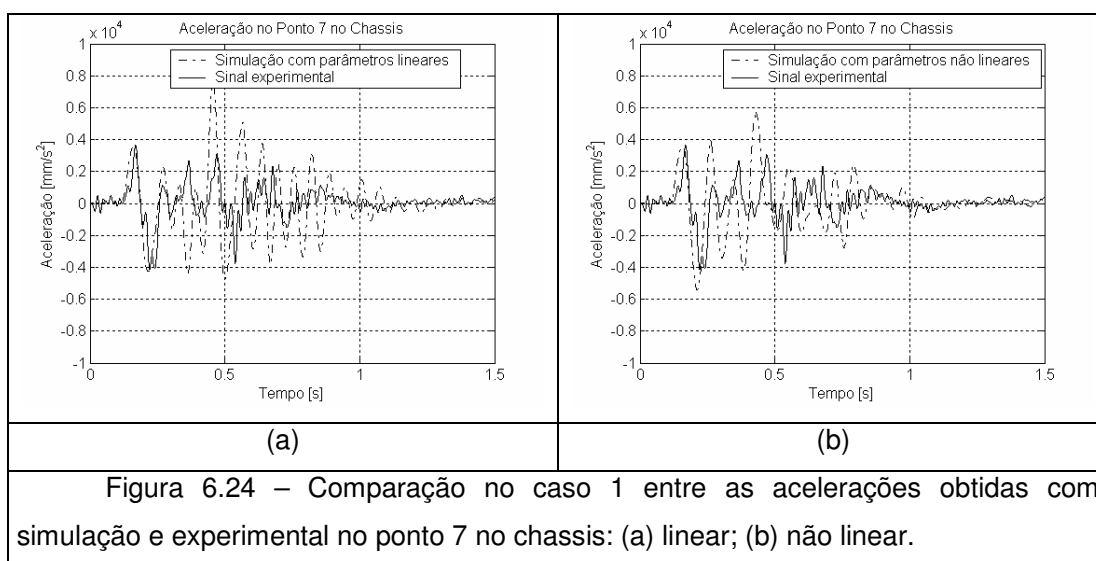
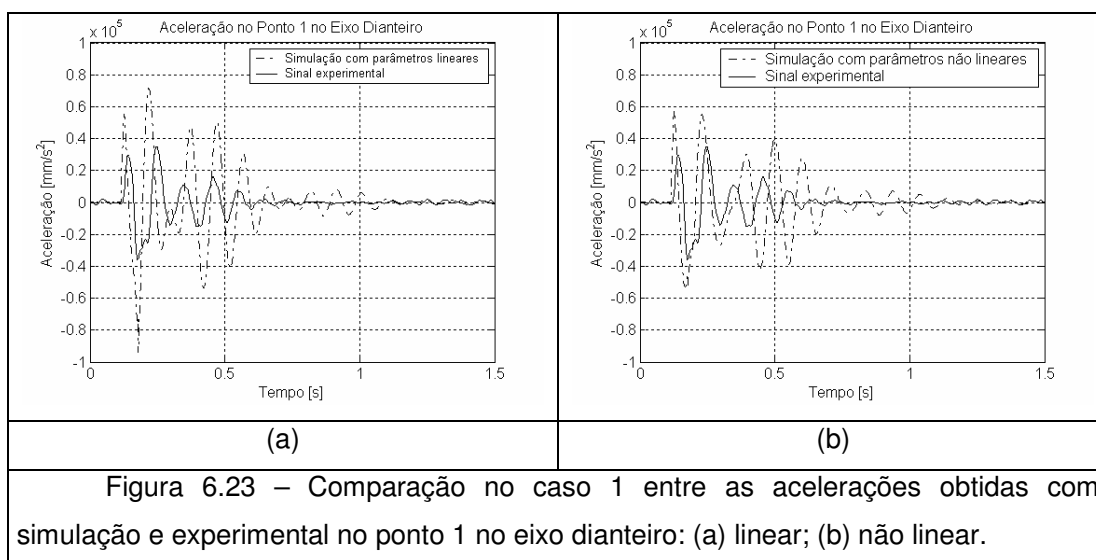


Figura 6.21 - Rigidez da mola da suspensão: (a) linear; (b) não linear.

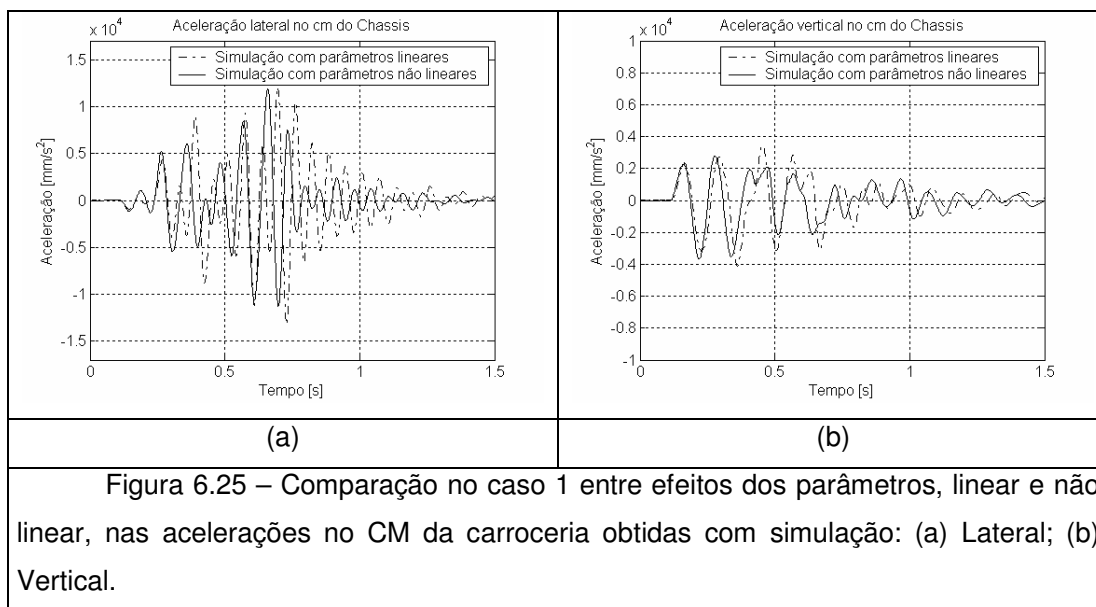
A amortecedor definido por um parâmetro constante é semelhante ao apresentado para mola. Com a curva de amortecimento não linear o amortecedor apresenta comportamento diferente para expansão e compressão. Uma boa aproximação para esta característica seria algo em torno de um coeficiente à expansão três vezes maior que o coeficiente a compressão, conforme ilustrado na figura 6.22.



As simulações para as duas formas (parâmetros lineares e não lineares) foram realizadas representando um custo computacional de 15 segundos, e os resultados de alguns pontos foram extraídos para efeito de comparação, conforme ilustrado nas figuras 6.23 e 6.24. Nestas figuras, observa-se que a utilização de curvas não lineares para rigidez e amortecimento, reduz o erro para a aceleração no eixo e chassis nas condições simulada e medida experimentalmente.



Considerando que valores associados à aceleração da carroceria são especialmente importantes no contexto da otimização do comportamento dinâmico, foi analisado o efeito entre as formas linear e não linear, conforme ilustrado na figura 6.25.



Com base nos valores RMS e no formato das curvas de aceleração analisadas verifica-se que o efeito da consideração de parâmetros não lineares melhora, em todos os casos, os resultados com relação aos valores experimentais. Assim comprova-se que a utilização de parâmetros de rigidez e amortecimento representados por curvas não lineares oferece um aumento no nível de fidelidade do modelo com relação ao veículo real.

b) Caso 2

Este caso apresenta as mesmas condições do caso 1, mas com a flexibilidade do chassis inserida no modelo. As simulações visam verificar a influência da flexibilidade nos resultados.

Na figura 6.26 é mostrada a aceleração obtida na suspensão com e sem a consideração da flexibilidade. A comparação entre chassis rígido e flexível a partir dos resultados para os demais pontos medidos e simulados, é semelhante à ilustrada na figura.

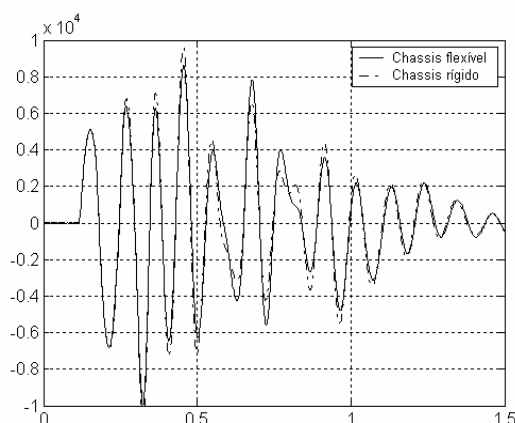


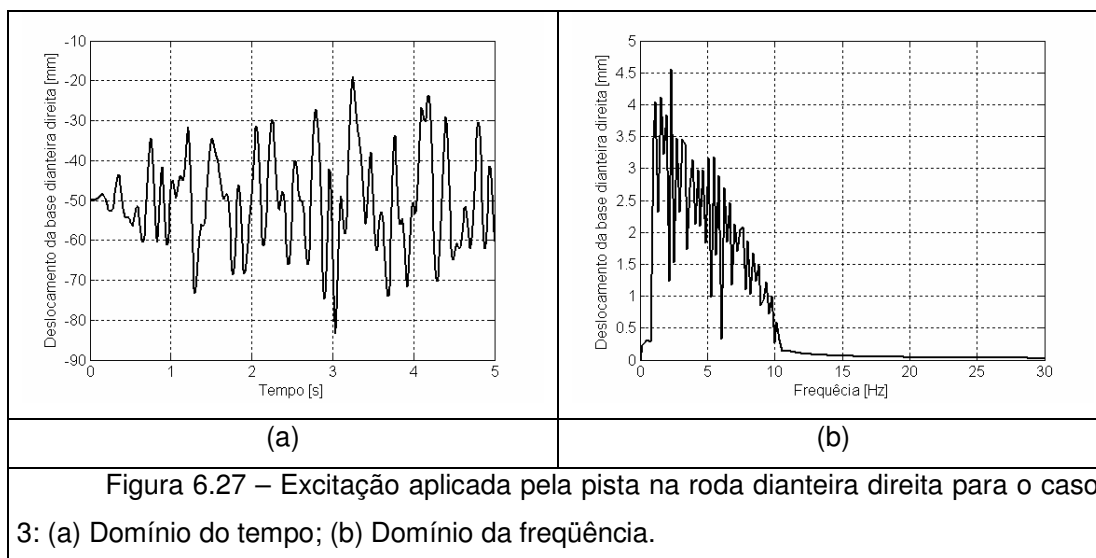
Figura 6.26 – Comparação entre as acelerações obtidas no ponto 2 do eixo dianteiro para chassis flexível e rígido.

Os resultados mostrados para este caso demonstram que de maneira geral o efeito da flexibilidade não altera significativamente os valores de aceleração analisados. Uma explicação para esta característica pode estar associada à elevada rigidez à torção e à flexão do veículo em estudo.

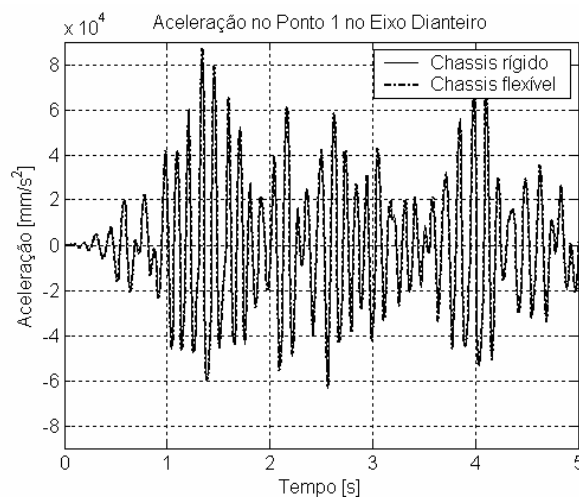
Outra comparação pode ser feita entre os tempos gastos nas simulações, sendo que no caso sem flexibilidade foi de 15 segundos e no caso com flexibilidade 9 minutos, representando um aumento de cerca de 95%. Esta característica somada a um efeito pouco significativo (para as condições simuladas) da flexibilidade, praticamente inviabiliza o uso do modelo com chassis flexível para estudos de otimização até o momento.

c) Caso 3

Para este caso considera-se a excitação proveniente do solo como sendo um sinal harmônico gerado a partir de uma função PSD, agindo sobre as rodas do modelo durante 5 segundos e com um delta de tempo de 0.01. Vale ressaltar que, os sinais para rodas direitas e esquerdas são diferentes, e as rodas traseiras seguem o seu respectivo sinal com uma defasagem no tempo devido à distância entre eixos do veículo. Na figura 6.27 é ilustrado um dos sinais utilizados na simulação.



Os resultados das simulações mais uma vez demonstram que, aparentemente, a influência da flexibilidade não é suficiente para gerar diferenças significativas nas acelerações calculadas, conforme ilustrado nas figuras 6.28 e 6.29.



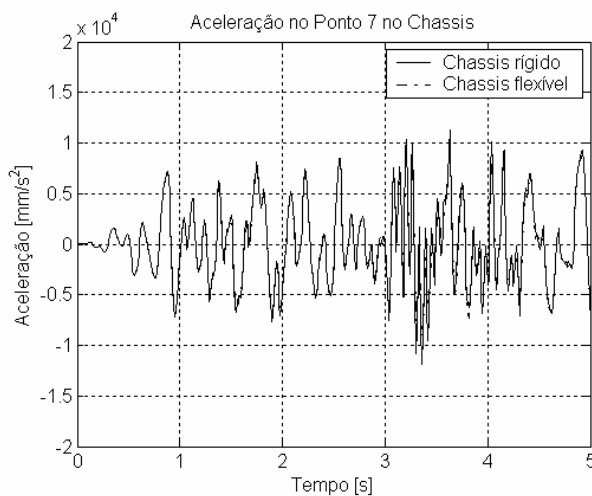


Figura 6.29 – Comparação no caso 3 entre as acelerações no ponto 7 no chassi obtidas com o chassi rígido e flexível.

Uma característica observada neste caso é que dependendo da forma e intensidade das irregularidades provenientes da pista, as deflexões apresentadas pelas molas do veículo podem facilmente extrapolar os valores definidos para o veículo real. Na realidade estas deflexões sofrem a influência dos batentes que desempenham um papel de fim de curso para suspensão do veículo proporcionando uma variação máxima de aproximadamente 60 mm entre expansão e compressão. Na figura 6.30 são ilustradas as grandes deflexões das molas durante a simulação, sem a presença de elementos de modelagem que impeçam sua variação além de valores reais.

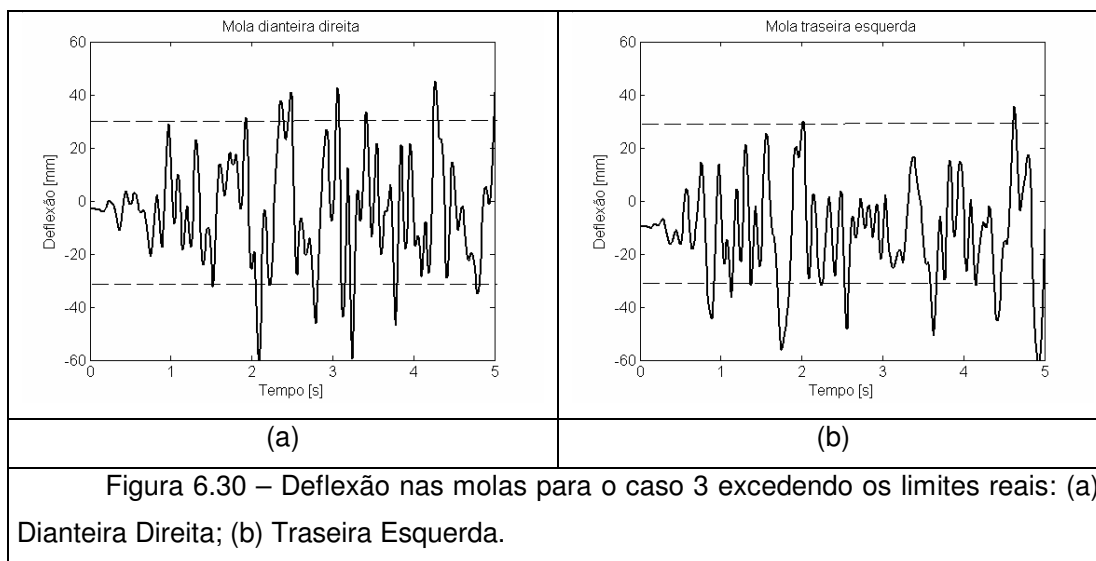
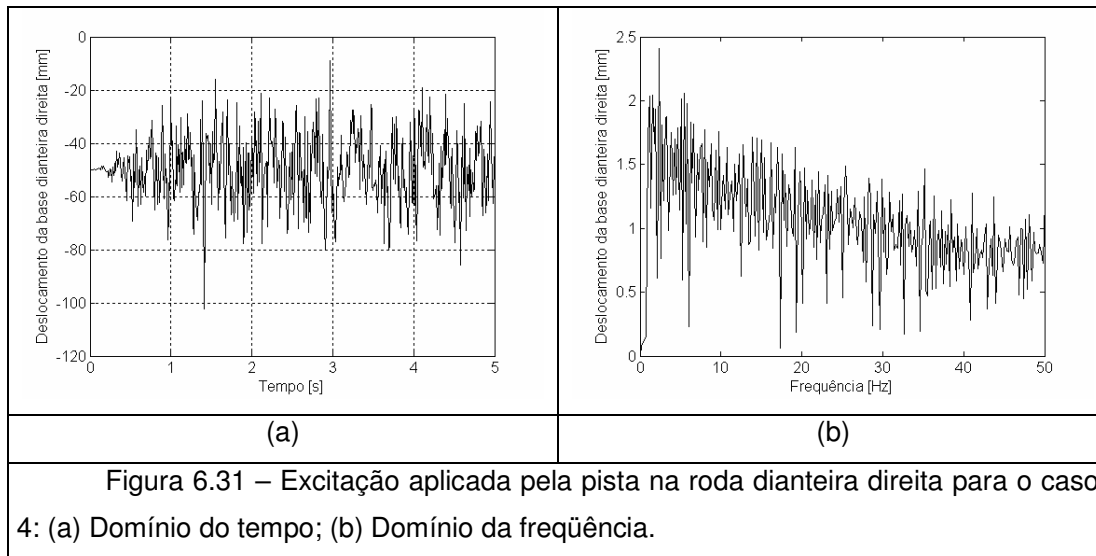


Figura 6.30 – Deflexão nas molas para o caso 3 excedendo os limites reais: (a) Dianteira Direita; (b) Traseira Esquerda.

d) Caso 4

Para o caso 4 considera-se o modelo desenvolvido no caso 3, mas com a modificação na excitação sob os pneus, definida de forma a se estender a frequências maiores, conforme ilustrado na figura 6.31.



A comparação entre os resultados de aceleração indica o comportamento dinâmico foi alterado devido a inserção da flexibilidade, conforme ilustrado na figura 6.32.

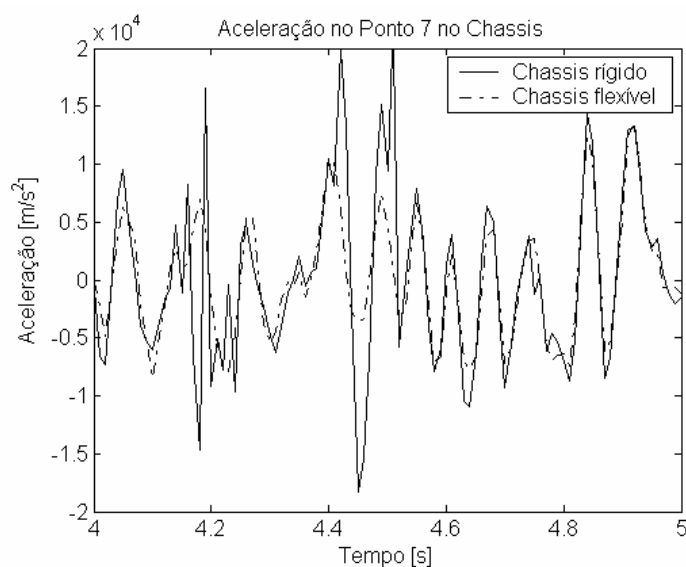


Figura 6.32 – Comparação no caso 4 entre as acelerações no ponto 7 no chassis obtidas com o chassis rígido e flexível.

De maneira geral para o caso com a flexibilidade incluída no modelo, os valores RMS e de pico para as acelerações observadas apresentam uma redução de 30% e 40% respectivamente. O efeito da flexibilidade também pode ser observado através das acelerações definidas no domínio da frequência, conforme ilustrado na figura 6.33.

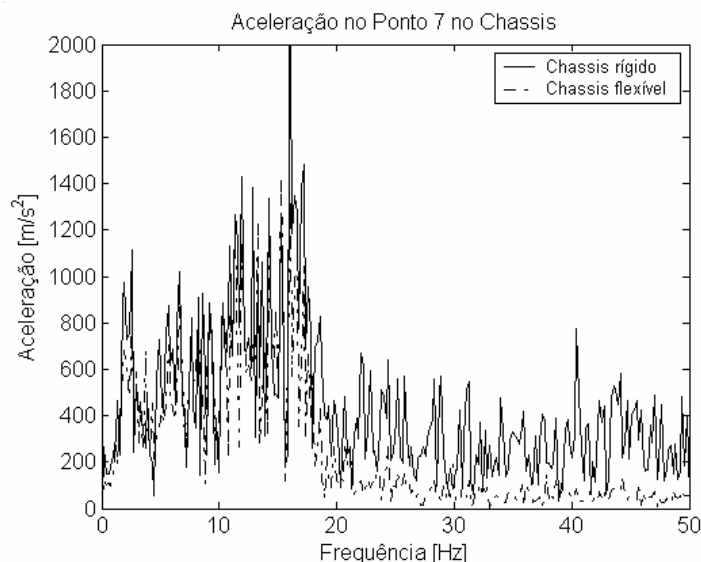


Figura 6.33 – Comparação no caso 4 entre as acelerações no ponto 7 no chassis definidas no domínio da frequência obtidas com o chassis rígido e flexível.

Para as variações deste caso, o custo computacional foi de 3 minutos com o chassis rígido e 25 minutos para o chassis flexível.

e) Caso 5

Neste caso, considera-se o modelo desenvolvido no caso 3, em que foram observadas condições onde a suspensão do modelo não representa de forma adequada o comportamento do componente real no veículo. Contudo, foi inserido um elemento de modelagem buscando restringir o curso da suspensão no modelo. Este elemento basicamente se comporta como uma força de mola que age somente quando sua deflexão extrapola um intervalo de variação previamente estabelecido.

É ilustrada na figura 6.34 a deflexão de uma mola tendo seu comportamento alterado para se limitar à variação definida em aproximadamente 60 mm de curso. Vale ressaltar que esta limitação não é totalmente obedecida uma vez que ela representa a ação de uma força e não de uma restrição cinemática como as juntas.

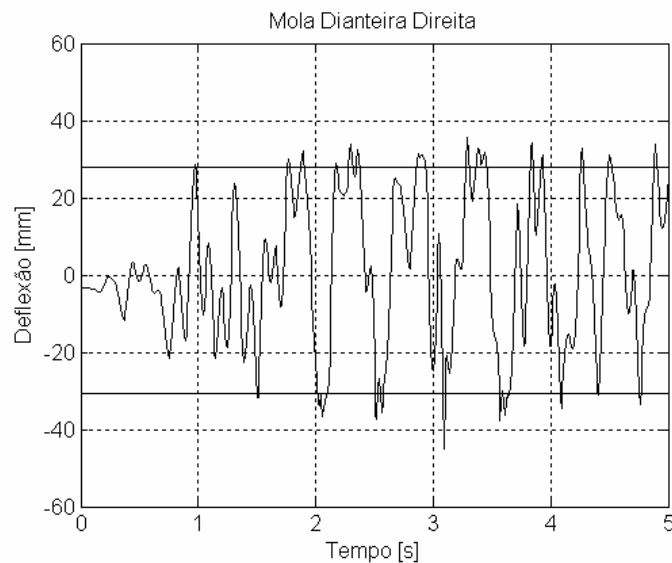


Figura 6.34 – Deflexão na mola dianteira direita para o caso 5.

A influência deste recurso de modelagem pode ser observada nos valores de aceleração dos componentes do modelo. Conforme ilustrado na figura 6.35, a aceleração vertical do cm da carroceria sofre um aumento em sua amplitude para mais que 100% com relação aos valores obtidos sem o uso dos batentes virtuais. Contudo, esta característica está diretamente ligada à intensidade com que as irregularidades da pista são definidas sob os pneus do modelo.

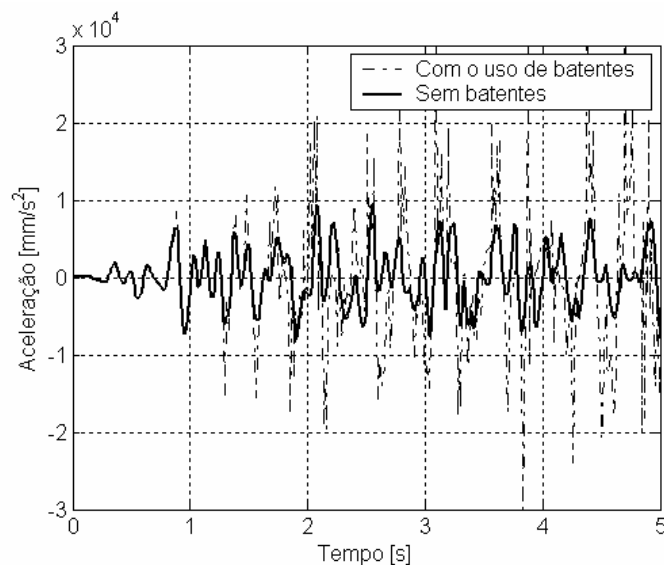
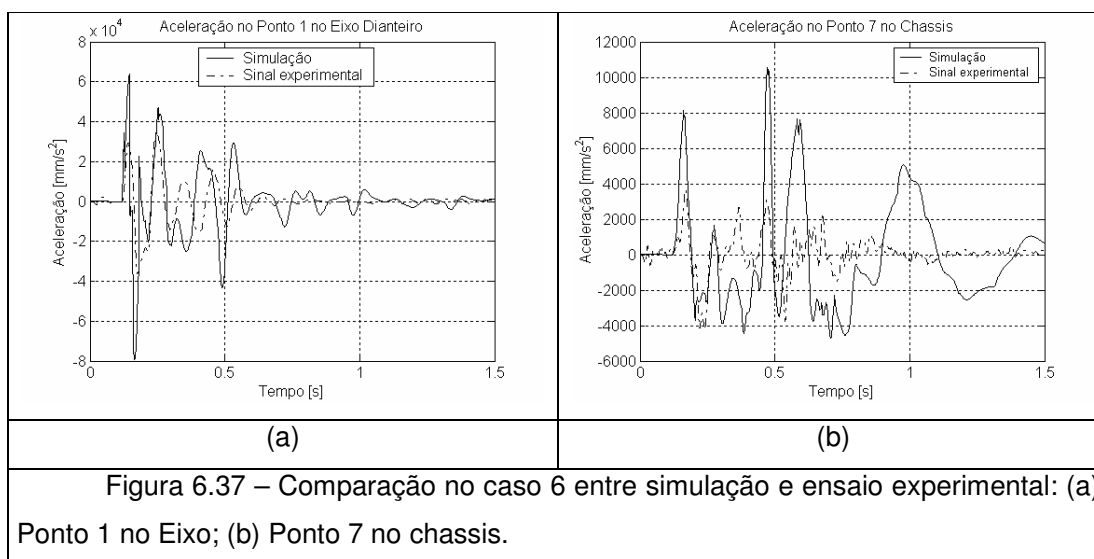


Figura 6.35 – Aceleração vertical no cm da carroceria para o caso 5.

f) Caso 6

Outra abordagem verificada para modelagem do veículo leva em conta a definição dos pneus através de um recurso proporcionado pela ferramenta chamado de força do tipo pneu (“*Tire Force*”). Este recurso de modelagem apresenta um conjunto de equações cinemáticas e dinâmicas que tentam representar o comportamento de um pneu real rodando sobre uma pista tridimensional. Para tanto, existem várias propriedades envolvidas, como as rigidezas radial, lateral e longitudinal, além de parâmetros associados ao amortecimento e atrito.

Na figura 6.37 são ilustrados os valores de aceleração verificados para a simulação em alguns pontos do modelo, através dos quais verifica-se que, de maneira semelhante aos modelos dos casos 1 e 2, as acelerações simuladas apresentam amplitudes maiores do que os observados no ensaio experimental.



A simulação para este caso considerando o efeito da flexibilidade levou a resultados semelhantes aos encontrados usando o chassis rígido, e a um custo computacional de 35 minutos.

De maneira geral, a introdução deste tipo de pneu, embora aumente a fidelidade do modelo, também insere mais incertezas associadas aos parâmetros que definem o comportamento do pneu, principalmente os coeficientes de rigidez lateral e longitudinal.

CAPÍTULO VII

OTIMIZAÇÃO APLICADA À DEFINIÇÃO DO VEÍCULO

7.1 Considerações gerais

Em etapas anteriores foram realizadas em ações com o objetivo de elaborar um modelo computacional de um veículo de referência e levantar dados ou informações que permitissem a sua verificação quanto a sua representatividade. Além disto, foram definidos alguns requisitos de alto nível para o direcionamento da metodologia de otimização.

Neste capítulo segue-se com a definição da melhor configuração de parâmetros de projeto que possa promover para um novo veículo, melhor comportamento dinâmico frente aos requisitos desejados.

7.2 Formulação do problema de otimização

Os aspectos que compõe um problema de otimização são basicamente, as funções que servirão como objetivo(s) ou restrição(ões) e as variáveis de projeto com quais as funções terão seu domínio analisado.

As funções devem ser definidas de modo a representar os aspectos que o indivíduo deseja ser melhorar. Como nosso enfoque é o comportamento dinâmico de um veículo, nada mais normal que estabelecer critérios associados a níveis de aceleração, deslocamento e forças nos componentes.

A obtenção de uma melhor característica dinâmica para o veículo depende da combinação de parâmetros de massa, rigidez, amortecimento e posição de componentes. Assim estes parâmetros são referenciados como variáveis de projeto na formulação do problema de otimização.

As condições de simulação adotadas são semelhantes às definidas para o caso 1 do capítulo anterior no qual simula-se o veículo sobre um conjunto de obstáculos destacados sobre uma pista plana e tempo de simulação de 1,5 segundo.

Antes da definição específica de quais variáveis e funções serão utilizadas na otimização, verifica-se como as principais respostas dinâmicas se comportam diante de alterações nos valores dos parâmetros do modelo. Sendo empregado o recurso do planejamento de experimentos, além de metodologias estatísticas para a avaliação da qualidade de resultados, conforme apresentado a seguir.

7.2.1 Estudo do espaço de projeto

Para o estudo do espaço de projeto foram utilizados diferentes planejamentos de experimentos considerando que um planejamento pode ser mais adequado do que outro para abstrair uma função desejada. Por exemplo, se uma função tem um comportamento não linear, os resultados de um planejamento a dois níveis não conseguirão mostrar completamente um comportamento, e portanto, a confiabilidade das análises subseqüentes pode ser reduzida. Contudo um planejamento a dois níveis pode abstrair efeitos principais de variáveis usando um número menor de simulações.

7.2.1.1 Planejamento Fatorial a 2 níveis

A avaliação das respostas de um modelo através de um planejamento depende da definição dos limites inferior e superior para cada variável. Na tabela 7.1 são mostrados estes limites para um conjunto de variáveis que se espera ser importante para as respostas de interesse.

Tabela 7.1 – Limites para as variáveis de projeto no estudo do espaço de projeto.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Limite Inferior	Valor Central	Limite Superior
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	0.9	1.2	1.5
V2	Rigidez Dianteira [N/mm]	20	25	30
V3	Rigidez Torcional Dianteira [N/deg]	1.2E+005	2.2E+005	3.2E+005
V4	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	-200	0	200
V5	Posição X do Motor [mm]	-200	0	200
V6	Posição X da Carroceria [mm]	-100	0	100
V7	Fator da Massa do Motor	0.5	0.75	1
V8	Fator da Massa da Carroceria	0.8	1	1.2

As variáveis de amortecimento, rigidez da mola e rigidez torcional para a barra estabilizadora associadas à suspensão traseira foram parametrizadas em função dos valores da suspensão dianteira. Isto reduz o número de variáveis, e conseqüentemente, o risco de problemas causados por um espaço de projeto maior e possivelmente mais complexo. Já os fatores de massa para o motor e a carroceria representam valores que multiplicam as respectivas propriedades de inércia dos componentes.

Foi gerado um planejamento fatorial fracionado com 128 experimentos através da combinação das variáveis mostradas na tabela 7.1. Para efeito de validação dos resultados também foi gerado de forma aleatória um conjunto de 200 pontos para as simulações.

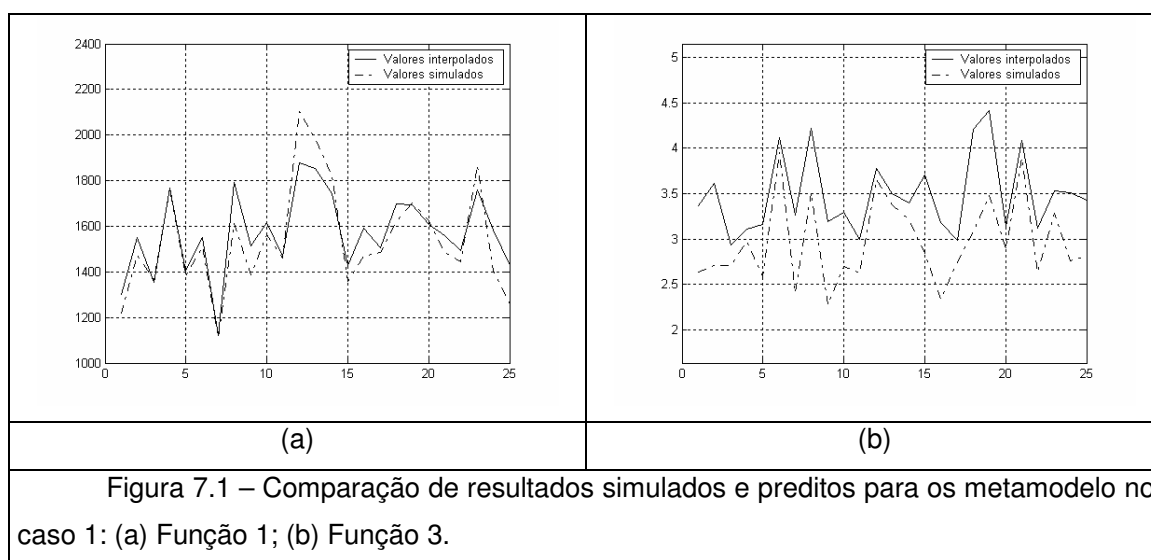
Usando o método de regressão linear múltipla pode-se elaborar os metamodelos ou superfícies de resposta lineares, usando os resultados das funções avaliadas para o planejamento fatorial. Assim o planejamento de validação é submetido a estes metamodelos, e suas respostas são comparadas aos valores de validação reais simulados.

Na tabela 7.2 é mostrado o erro entre valores simulados e preditos para cada função, de forma que quanto menor for este valor, melhor será a qualidade em termos globais do metamodelo. O elevado valor deste erro pode significar que a função apresenta um comportamento mais complexo do que o previsto, como por exemplo nas funções 3 e 6.

Tabela 7.2 – Erros médios apresentados pelos metamodelos lineares.

	Funções avaliadas	Erro médio relativo
Função 1	Aceleração translacional na direção z	0.0547
Função 2	Aceleração translacional na direção y	0.1494
Função 3	Deslocamento translacional na direção z	0.2225
Função 4	Deslocamento translacional na direção y	0.0720
Função 5	Aceleração angular em torno de y	0.0634
Função 6	Deslocamento angular em torno de y	0.2213

Na figura 7.1 é mostrada uma comparação entre valores simulados e preditos para as funções 1 (melhor qualidade) e 3 (pior qualidade).



Visando aprofundar o estudo do comportamento de variáveis e funções com relação aos planejamentos e condições de simulação, mostra-se na tabela 7.3 os coeficientes de regressão para as funções e seus respectivos valores de significância ("*p-level*"). Estes

valores em termos gerais indicam a probabilidade da variável considerada não influenciar a resposta de interesse. Assim, seguindo a prática usual, uma variável é considerada importante para o modelo quando seu valor de significância é menor que 0.05.

A análise dos resultados pode ser também feita com a comparação entre os valores dos coeficientes. Por exemplo, observa-se para a função 1 (aceleração translacional na direção z) o valor de -216.03 para a variável 8 e de 40.05 para a variável 5. Isto significa que a variável 8 tem na média uma importância 5 vezes maior do que a variável 5 e contribui para diminuir o valor da resposta.

A análise da correlação também pode ser feita entre os coeficientes e as características físicas reais da função que tentam representar. Por exemplo, já seria esperado dizer que a variável 3 (rigidez das barras estabilizadoras) não seria significativa nas funções não associadas à direção y (funções 1, 3, 5 e 6), uma vez que esta variável representa uma rigidez lateral ao veículo e não vertical.

Tabela 7.3 – Coeficientes dos metamodelos e seus valores (“p-level”) para o caso1.

Funções	Parâmetros	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Aceleração translacional na direção z	p-level	0.00	0.00	0.17	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-30.32	95.40	5.77	67.66	40.05	57.72	-102.09	-216.03
Aceleração translacional na direção y	p-level	0.00	0.00	0.29	0.00	0.00	0.00	0.00	0.55
	coeficiente	-266.73	-50.30	21.35	-319.27	69.16	61.84	117.93	-11.98
Deslocamento translacional na direção z	p-level	0.00	0.09	0.66	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-0.21	0.07	0.02	-0.64	0.09	0.13	-0.08	-0.46
Deslocamento translacional na direção y	p-level	0.00	0.00	0.00	0.00	0.77	0.66	0.00	0.00
	coeficiente	-0.34	-0.17	0.07	-0.05	-0.01	0.01	-0.14	-0.20
Aceleração angular em torno de y	p-level	0.00	0.42	0.89	0.30	0.00	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-3.15	-0.39	0.07	-0.51	-2.14	1.47	-4.13	-4.19
Deslocamento angular em torno de y	p-level	0.00	0.00	0.67	0.00	0.05	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-0.37	0.15	0.03	-1.09	0.14	0.19	-0.15	-0.77

Na tentativa de observar as vantagens oferecidas pela metamodelagem para a otimização do comportamento dinâmico, foram utilizados procedimentos de otimização tradicional disponíveis no software Matlab, para verificação da capacidade em atingir um ponto ótimo no espaço de projeto.

A tabela 7.4 mostra a configuração ótima obtida para a função 1, juntamente com os valores predito e validado no modelo original (ADAMS).

Tabela 7.4 – Configuração ótima para função 1 obtida e validada.

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	Valor Predito (Metamodelo)	Valor Real (ADAMS)	Diferença
1.0	-1.0	0.87	1.0	-1.0	-1.0	1.0	1.0	1080.2	1151.0	0.0615

A otimização da mesma função dentro da plataforma ADAMS foi realizada seguindo as mesmas condições de simulação resultando nos valores mostrados na tabela 7.5.

Tabela 7.5 – Configuração ótima para função 1 obtida diretamente no ADAMS.

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	Valor da Função
1.0	-1.0	1.0	-0.56	-1.0	-1.0	1.0	1.0	988.2

Embora, a diferença entre o valor ótimo obtido pelo metamodelo e o valor validado no modelo original seja de aproximadamente 6% (tabela 7.4), a combinação de variáveis para o ponto ótimo no metamodelo (tabela 7.4) foi muito próxima da configuração do ponto ótimo obtido pelo ADAMS (tabela 7.5). As diferenças ocorreram somente nas variáveis V3 (que não é significativa) e V4. No caso da variável V4, o fato de seu valor ser diferente de -1 ou 1 , sugere que existe uma característica quadrática desta variável na resposta da função 1.

7.2.1.2 Planejamento Fatorial a 3 níveis

Neste caso utiliza-se um planejamento fatorial a 3 níveis com 81 pontos de avaliação para o mesmo espaço de projeto e funções analisadas no caso 1. Na tabela 7.6 é mostrada a comparação entre os resultados dos metamodelos (agora quadráticos) e os resultados obtidos pelo planejamento de validação, através da medida do erro entre os valores.

Tabela 7.6 – Erros médios apresentados pelos metamodelos não lineares.

	Funções avaliadas	Erro médio relativo
Função 1	Aceleração translacional na direção z	0.0339
Função 2	Aceleração translacional na direção y	0.1363
Função 3	Deslocamento translacional na direção z	0.0834
Função 4	Deslocamento translacional na direção y	0.0610
Função 5	Aceleração angular em torno de y	0.0618
Função 6	Deslocamento angular em torno de y	0.0825

Os resultados mostrados na tabela 7.6 mostram que houve um aumento da precisão com relação aos valores mostrados na tabela 7.2. Vale ressaltar que, este aumento de qualidade foi conseguido com o aumento do grau do metamodelo (nível de fidelidade) mesmo levando em conta a redução do número de pontos amostrados (128 simulações para 81).

De maneira semelhante ao caso 1, mostra-se na tabela 7.7 o comportamento de alguns parâmetros associados aos metamodelos. Aspectos que poderiam ser de difícil

explicação com os resultados da tabela 7.3, se tornam mais claros como, o aparecimento da influência da variável V4 (posição x do eixo traseiro) na função 5 (aceleração angular em torno de y), o desaparecimento desta mesma variável na função 4 (deslocamento translacional na direção y), o aparecimento da influência da variável V3 (rigidez torcional) na função 2 (aceleração translacional na direção y). Ainda sim, se observam aspectos inesperados como a influência significativa das variáveis V5 e V6 (definem posicionamento do motor e carroceria na direção x) na função 2.

Tabela 7.7 – Coeficientes dos metamodelos e seus valores ("p-level") para o caso 2.

Funções	Parâmetros	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Aceleração translacional na direção z	p-level	0.00	0.00	0.61	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-44.04	64.18	3.99	59.51	32.56	33.17	-131.99	-223.0
Aceleração translacional na direção y	p-level	0.00	0.39	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.09
	coeficiente	-357.13	-31.44	-85.51	-374.96	111.43	93.15	80.88	-62.57
Deslocamento translacional na direção z	p-level	0.00	0.85	0.26	0.00	0.05	0.06	0.00	0.00
	coeficiente	-0.22	0.01	0.05	-0.69	0.09	0.09	-0.13	-0.45
Deslocamento translacional na direção y	p-level	0.00	0.00	0.00	0.63	0.11	0.80	0.00	0.00
	coeficiente	-0.37	-0.13	0.06	0.01	-0.03	-0.01	-0.13	-0.16
Aceleração angular em torno de y	p-level	0.00	0.18	0.23	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-2.40	-0.48	-0.43	0.89	-1.84	1.99	-3.54	-3.94
Deslocamento angular em torno de y	p-level	0.00	0.55	0.26	0.00	0.08	0.13	0.00	0.00
	coeficiente	-0.39	0.05	0.09	-1.20	0.15	0.13	-0.23	-0.75

A análise dos resultados nas tabelas 7.6 e 7.7 mostra o aumento da qualidade dos resultados com relação ao caso 1, graças à característica não linear conseguida com o planejamento em 3 níveis.

A tabela 7.8 mostra a configuração ótima obtida para a função 1, juntamente com o valor predito pelo metamodelo quadrático e o validado no modelo original (ADAMS).

Tabela 7.8 – Configuração ótima para função 1 obtida e validada.

V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	Valor Predito (Metamodelo)	Valor Real (ADAMS)	Diferença
1.0	-1.0	-0.13	-1.0	-1.0	-1.0	1.0	1.0	968.2	1035.0	0.0645

Uma análise das tabelas 7.4, 7.5 e 7.8 mostra que com o ponto ótimo se aproximou do ponto ótimo real em aproximadamente 10% com o uso do metamodelo quadrático.

7.2.1.3 Planejamento Hypercubo Latino

O planejamento Hypercubo Latino (LHS) tem sido utilizado para a construção de modelos não lineares, através da amostragem no interior do espaço de projeto das funções. Diferente da maioria dos planejamentos que amostram nas fronteiras do espaço de projeto. Seguindo esta tendência foi proposto um caso para avaliação do comportamento deste planejamento.

Foi construído e simulado um conjunto de 81 simulações dentro das condições estabelecidas para os casos 1 e 2, utilizando uma rotina presente no Matlab (“*lhsdesign*”).

Os resultados mostrados nas tabelas 7.9 e 7.10 indicam que existe uma grande semelhança entre os metamodelos gerados através do planejamento fatorial a 3 níveis e LHS. Para situações em que o número de variáveis é elevado (maior que do que 8) o planejamento LHS passa a ter uma vantagem, uma vez que não existe uma ferramenta comercial capaz de construir um planejamento de característica não linear com número de experimentos arbitrário.

Tabela 7.9 – Erros médios apresentados pelos metamodelos não lineares (LHS).

	Funções avaliadas	Erro médio relativo
Função 1	Aceleração translacional na direção z	0.0297
Função 2	Aceleração translacional na direção y	0.1345
Função 3	Deslocamento translacional na direção z	0.0869
Função 4	Deslocamento translacional na direção y	0.0537
Função 5	Aceleração angular em torno de y	0.0636
Função 6	Deslocamento angular em torno de y	0.0854

Tabela 7.10 – Coeficientes dos metamodelos e seus valores (“*p-level*”) para o caso 3.

Funções	Parâmetros	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8
Aceleração translacional na direção z	p-level	0.00	0.00	0.37	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-41.20	58.97	-8.04	104.76	21.96	27.62	-158.62	-224.27
Aceleração translacional na direção y	p-level	0.00	0.22	0.55	0.00	0.06	0.96	0.21	0.64
	coeficiente	-339.39	-103.35	-64.55	-551.58	189.03	4.78	128.67	-42.85
Deslocamento translacional na direção z	p-level	0.00	0.68	0.00	0.27	0.00	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-0.16	0.09	-0.02	-0.56	-0.05	0.20	-0.17	-0.41
Deslocamento translacional na direção y	p-level	0.00	0.00	0.00	0.00	0.17	0.12	0.00	0.00
	coeficiente	-0.36	-0.10	0.07	0.07	-0.04	-0.04	-0.12	-0.14
Aceleração angular em torno de y	p-level	0.00	0.55	0.10	0.00	0.00	0.49	0.00	0.00
	coeficiente	-3.82	0.29	1.02	2.49	-2.45	0.35	-3.00	-1.39
Deslocamento angular em torno de y	p-level	0.00	0.00	0.70	0.00	0.20	0.00	0.00	0.00
	coeficiente	-0.30	0.18	-0.03	-0.98	-0.09	0.33	-0.31	-0.70

Mais um ponto positivo para os metamodelos elaborados com LHS, pode ser mostrado com o resultado da otimização da função 1, em que o ponto ótimo se aproxima do

real em 2%, quando comparado com o fatorial a 3 níveis. Além disto o valor da variável V4 deixa pela primeira vez de ser um valor na fronteira e caminha para -0.30, se aproximando do valor da variável encontrado pelo ADAMS que foi de -0.56.

7.2.2 Metamodelagem do Comportamento Dinâmico

Com base no conhecimento obtido sobre as variáveis e funções, com as simulações e análises da etapa anterior, propõem-se uma formulação com as seguintes funções:

- A aceleração angular da carroceria em torno do eixo X (longitudinal) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS.
- A aceleração angular da carroceria em torno do eixo Y (transversal) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS.
- A aceleração de translação da carroceria ao longo do eixo Z (vertical) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS.
- A aceleração angular da carroceria em torno do eixo Y (transversal) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS no domínio da frequência no intervalo de 4 a 8 Hz.
- A aceleração de translação da carroceria ao longo do eixo Z (vertical) medida no centro de gravidade, através de seu valor RMS no domínio da frequência no intervalo de 4 a 8 Hz.
- A deflexão das molas das suspensões dianteira e traseira, formando um conjunto de 4 funções, através do valor RMS.
- A força normal nos pneus, formando um conjunto de 4 funções, através do valor RMS.

As cinco primeiras funções tentam representar características de conforto obtidas normalmente com a redução dos níveis de aceleração experimentados pelos ocupantes. As funções de deflexão das molas tentam representar o nível de deslocamento apresentado pela carroceria do veículo durante o percurso e as funções associadas aos pneus permitem reduzir a variação da força normal nos pneus aumentando a sensação de estabilidade e segurança.

Foi utilizado para a amostragem do espaço de projeto um planejamento de experimentos LHS, considerando seu bom desempenho em abstrair as funções da dinâmica. O número de pontos simulados foi de 300, definido como sendo aproximadamente duas vezes o número mínimo de pontos para interpolar um polinômio quadrático, que para 15 variáveis são 136.

As variáveis refletem um conjunto maior de aspectos que podem ser levados em conta nas decisões de projeto, sendo definidas conjuntamente com seus limites na tabela 7.11. A maior diferença na definição das variáveis fica por conta da alteração nas posições dos pivôs para os braços longitudinais dianteiros e traseiros, visando a verificação de sua influência no comportamento dinâmico do veículo.

Tabela 7.11 – Valores limites para as variáveis de projeto.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Limite Inferior	Valores Iniciais	Limite Superior
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	0.9	1.2	1.5
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	0.9	1.2	1.5
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	18.0	25.0	32.0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	21.0	28.0	35.0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	1.2E+005	2.2E+005	3.2E+005
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	-200.0	0.0	0.0
V7	Posição X do Motor [mm]	-200.0	0.0	0.0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	-150.0	0.0	150.0
V9	Fator da Massa do Motor	0.5	1.0	1.0
V10	Fator da Massa da Carroceria	0.8	1.0	1.2
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	0.8	1.0	1.2
V12	Variação na direção X do pivô da barra dianteira [mm]	-50.0	0.0	50.0
V13	Variação na direção Z do pivô da barra dianteira [mm]	-50.0	0.0	50.0
V14	Variação na direção X do pivô da barra traseira [mm]	-50.0	0.0	50.0
V15	Variação na direção Z do pivô da barra traseira [mm]	-50.0	0.0	50.0

A simulação reflete as condições usadas no caso 3 do capítulo anterior, onde foram analisadas algumas abordagens de modelagem.

Foram usados também os softwares “*MS.Excel*” e “*Statistica*” para construção da matriz de planejamento e solução do problema de regressão linear múltipla, respectivamente. Sendo que os resultados para os coeficientes dos metamodelos e coeficientes de correlação são mostrados nas tabelas 7.12 e 7.13, onde pode-se observar a importância de determinadas variáveis nas respostas

Tabela 7.12 – Coeficientes para os efeitos principais nos metamodelos.

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
v1	-4.040	-2.311	-42.957		-19.713	-8.414	-8.354		-2.911	-123.135	-198.578		
v2	-5.451	-5.177	21.651	-0.199	14.746	-1.769		-3.786	-4.032			-158.134	-72.574
v3	2.520		34.065								-25.573	-16.727	
v4			48.643	0.135	5.777			-1.299			-13.542	-33.381	-21.892
v5			-18.018						-0.756	-14.923	-17.949	-21.646	

v6			-57.792	-0.887	25.398			-1.698				-51.930	
v7		-3.314							0.763				
v8	2.255			-0.251			-0.829		1.397	28.171	16.183		24.512
v9	40.056		-196.187		-47.804	-2.656		-1.072	1.645	36.454	25.593	-70.225	-24.992
v10	8.658	5.485	-273.700	-0.952	-53.828	-1.300	1.350		1.754	54.292	55.937	-41.265	-28.231
v11	13.081	9.386	135.854	-0.784	108.002		7.556	4.904	9.443	364.792	783.150	575.432	549.617
v12		1.816	72.952	3.100		-2.291	-2.674		1.294	-75.924	-119.891		
v13	4.977	6.350	70.638		-19.800	-2.059	-3.291	1.132		-98.459	-140.275	149.554	33.016
v14		-1.980	-54.215	1.890	-4.210			0.897	1.619	18.734		44.837	57.672
v15		20.909	82.684	2.315	8.640							-157.512	-28.762

Tabela 7.13 – Coeficiente de correlação múltipla ajustado dos metamodelos.

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
R ² ajust	91.5	88.4	94.3	95.6	98.4	88.5	88.3	75.9	88.1	95.3	98.8	97.7	97.4

Para a validação foram simulados mais 50 pontos diferentes no espaço de projeto das 15 variáveis. A diferença relativa entre valores preditos e simulados é mostrada na tabela, em que se observa a função F2 e F11 como as de pior e melhor qualidade, com erro médio relativo de 10% e 3.6%, respectivamente.

Tabela 7.14 – Erros entre valores simulados e preditos para as funções.

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
Erro Relativo	0.059	0.104	0.044	0.065	0.039	0.056	0.069	0.044	0.051	0.038	0.036	0.048	0.048

Na figura 7.2 são mostrados graficamente os valores simulados e preditos para as funções com pior e melhor qualidade. Na situação da função 2 surge a possibilidade de se usar um polinômio de terceiro grau ou mesmo outro tipo de abordagem como redes neurais. Para isto seria necessária a simulação de outro conjunto de pontos.

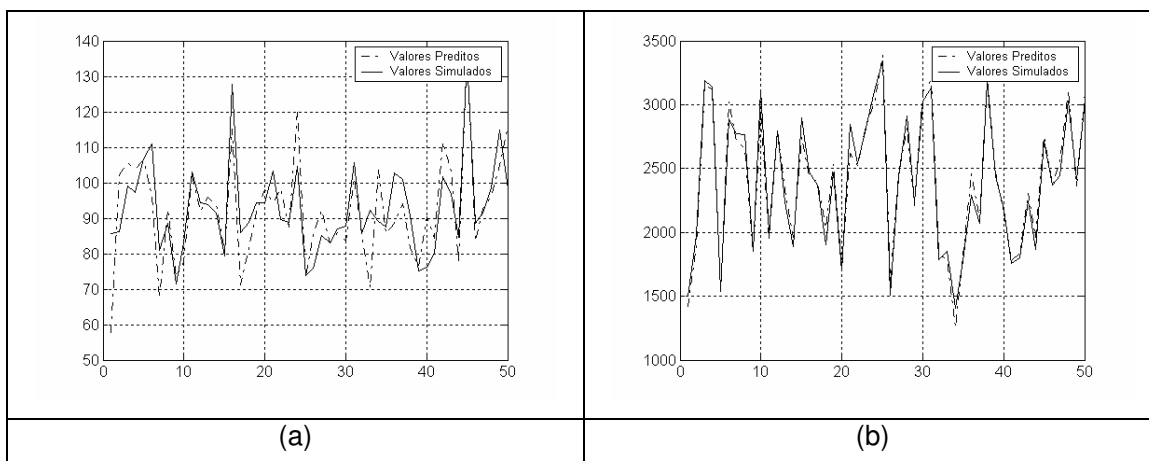


Figura 7.2 – Valores preditos e valores simulados na validação: (a) Função 2; (b) Função 11.

7.2.3 Modelagem Analítica do Comportamento Dinâmico

Foram implementados alguns conceitos e equacionamentos associados a modelos simples de 2 graus de liberdade com o objetivo de determinar algumas características desejáveis apresentadas na literatura e adicionar mais informações às otimizações.

O modelo na forma de código matlab, calcula em função das variáveis de projeto definidas para a otimização, os seguintes termos:

- Dinâmica vertical: a frequência vertical (“*bounce*”) e a posição de seu centro de oscilação, a frequência de rotação (“*pitch*”) e a posição de seu centro de oscilação.
- Dinâmica longitudinal em frenagem: as forças máximas de frenagem em uma desaceleração de 5 m/s^2 e o fator de proporcionalidade entre freios dianteiros e freios traseiros para que estas forças sejam máximas.
- Dinâmica longitudinal em aceleração: aceleração máxima limitada pela aderência com coeficientes de atrito igual a 0.8.
- Dinâmica longitudinal (Movimentos de suspensão): São calculados os aspectos “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*” a partir dos parâmetros de posição dos pivôs dos braços, geometria do veículo, rigidez das suspensões e o fator de proporcionalidade de frenagem.

7.3 Otimização Multi-objetivo para Dinâmica

7.3.1 Modelos baseados em Superfície de Resposta

Os metamodelos associados às características de performance em dinâmica vertical desenvolvidos na etapa 7.2.2 são introduzidos no formato de código matlab para implementação das otimizações.

A metodologia conhecida como “*Compromise Programming*” em Vanderplaats, (1), foi empregada como abordagem multi-objetivo condensando as funções a partir de valores de ponderação. Os valores desejados (“*target*”) e os piores valores (“*worst*”) são definidos como sendo os valores mínimos e médios, respectivamente, obtidos nas 300 simulações do planejamento LHS, conforme mostrado na tabela 7.15.

Tabela 7.15 – Valores de referência na equação multi-objetivo.

	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10	F11	F12	F13
--	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

<i>Worst</i>	180.0	93.0	2161.0	12.0	409.0	92.0	81.0	83.0	65.0	2272.0	2390.0	2102.0	1338.0
<i>Target</i>	127.0	54.0	1626.0	6.0	259.0	70.0	57.0	63.0	52.0	1478.0	1394.0	1165.0	870.0

Na tabela 7.16 são mostrados os resultados de três otimizações realizadas com o mesmo procedimento, mas partindo de pontos iniciais diferentes dentro do espaço de projeto. Na realidade as configurações ótimas demonstraram ser dependentes dos pontos iniciais em uma formulação sensível às mudanças dos valores de referência na equação multi-objetivo.

Tabela 7.16 – Valores obtidos na otimização para os três candidatos ótimos.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Valores Iniciais	Caso 1	Caso 2	Caso 3
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	1.2	1.5	1.5	1.5
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	1.2	1025.0	1102.0	905.0
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	25.0	18.0	32.0	18.0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	28.0	35.0	21.0	35.0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	2.2E+05	3.2E+05	1.2E+05	3.2E+05
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	0.0	0.0	0.0	0.0
V7	Posição X do Motor [mm]	0.0	0.0	0.0	0.0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	0.0	150.0	-150.0	-150.0
V9	Fator da Massa do Motor	1.0	0.7	0.7	0.8
V10	Fator da Massa da Carroceria	1.0	1.1	1.0	1.2
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	1.0	0.8	0.8	0.8
V12	Variação na Coordenada X do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0.0	-50.0	-50.0	-50.0
V13	Variação na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0.0	-50.0	-50.0	-50.0
V14	Variação na Coordenada X do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0.0	50.0	50.0	50.0
V15	Variação na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0.0	-50.0	-50.0	-50.0

Na tabela 7.17 são mostrados os resultados para as funções envolvidas para os três pontos ótimos, onde se compara a eficiência dos casos com relação aos valores iniciais.

Tabela 7.17 – Resultados iniciais e otimizados das funções para três candidatos ótimos.

		Configuração inicial	Caso 1	Caso 2	Caso 3
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	225.0	184.0	161.0	169.0

F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	101.0	97.0	88.0	105.0
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	1889.0	1581.0	1600.0	1477.0
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	9.0	6.0	6.0	5.0
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	370.0	287.0	293.0	265.0
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	82.0	68.0	69.0	68.0
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	87.0	55.0	61.0	56.0
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	85.0	73.0	68.0	69.0
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	63.0	55.0	57.0	58.0
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	2450.0	1839.0	1837.0	1883.0
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	2481.0	1662.0	1614.0	1627.0
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	1908.0	1584.0	1452.0	1355.0
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	1213.0	941.0	922.0	954.0

Uma comparação entre a redução das funções para os três casos é mostrada na tabela 7.18.

Tabela 7.18 – Reduções nos valores das funções com relação os valores iniciais.

		Caso 1	Caso 2	Caso 3
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	0.18	0.28	0.25
F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	0.04	0.13	-0.04
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	0.16	0.15	0.22
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	0.33	0.33	0.44
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	0.22	0.21	0.28
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	0.17	0.16	0.17
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	0.37	0.30	0.36
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	0.14	0.20	0.19
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	0.13	0.10	0.08
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	0.25	0.25	0.23
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	0.33	0.35	0.34
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	0.17	0.24	0.29
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	0.22	0.24	0.21

Na tabela 7.19 são mostradas as métricas desenvolvidas no modelo analítico simplificado, para os três ótimos obtidos com a otimização dos metamodelos.

Tabela 7.19 – Valores das funções baseadas no modelo para os três candidatos ótimos.

	Funções Analíticas	Configuração inicial	Caso 1	Caso 2	Caso 3
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0.9	0.5	1.5	0.5

FA2	Frequência Vertical	1.3	1.1	1.1	1.2
FA3	Centro de Oscilação para FA2	-9.9	-1.5	1.5	-1.3
FA4	Frequência de Rotação em Y	1.4	1.6	1.7	1.4
FA5	Centro de Oscilação para FA4	0.1	0.8	-0.8	1.0
FA6	Força Máxima de Frenagem	1.2E+04	1.2E+04	1.2E+04	1.2E+04
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima	5.3	5.3	6.0	6.1
FA8	Anti-Squat	1.3	1.0	1.1	1.0
FA9	Anti-Pitch	0.6	0.4	0.6	0.4
FA10	Anti-Dive	0.8	0.7	0.6	0.6
FA11	Anti-Lift	0.5	0.4	0.5	0.4

7.3.2 Modelos baseados em Equações Analíticas

A formulação multi-objetivo semelhante à adotada para a otimização das superfícies de resposta, foi adotada também para o estudo de otimização das métricas calculadas com os modelos analíticos simplificados.

Os valores desejados (“*target*”) e os piores valores (“*worst*”) foram definidos , conforme mostrado na tabela 7.20.

Tabela 7.20 – Valores de referência na equação multi-objetivo.

	FA1	FA2	FA3	FA4	FA5	FA6	FA7	FA8	FA9	FA10	FA11
<i>Worst</i>	0.1	1.5	-20.0	1.5	10.0	8000.0	2.0	0.1	0.1	0.1	0.1
<i>Target</i>	0.7	1.0	-1.5	1.0	1.5	14000.0	6.0	1.0	1.0	1.0	1.0

Na tabela 7.21 são mostrados as configurações ótimas das variáveis com o modelo analítico, partindo de pontos iniciais diferentes dentro do espaço de projeto. Estas configurações apresentam os valores mostrados na tabela 7.22 como resultados das funções.

Tabela 7.21 – Valores ótimos para três candidatos a partir dos modelos analíticos.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Valores Iniciais	Caso 4	Caso 5	Caso 6
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	1.2	0.9	1.2	1.4
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	1.2	1.4	1.1	1.4
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	25.0	18.3	18.0	18.0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	28.0	21.0	25.0	25.0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	2.2E+05	1.2E+05	2.6E+05	1.3E+05
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	0.0	0.0	0.0	0.0
V7	Posição X do Motor [mm]	0.0	0.0	0.0	0.0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	0.0	150.0	-150.0	-150.0
V9	Fator da Massa do Motor	1.0	1.0	1.0	1.0

V10	Fator da Massa da Carroceria	1.0	1.2	1.2	1.2
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	1.0	1.2	1.2	1.2
V12	Variação na Coordenada X do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0.0	50.0	-48.0	10.0
V13	Variação na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0.0	50.0	14.0	-23.0
V14	Variação na Coordenada X do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0.0	-50.0	44.0	-30.0
V15	Variação na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0.0	50.0	-46.0	-48.0

Tabela 7.22 – Resultados iniciais e otimizados das funções para três candidatos ótimos no caso dos modelos analíticos.

	Funções Analíticas	Configuração inicial	Caso 4	Caso 5	Caso 6
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0.9	0.9	0.7	0.7
FA2	Frequência Vertical	1.3	1.0	1.1	1.1
FA3	Centro de Oscilação para FA2	-9.9	-3.7	-5.0	-5.0
FA4	Frequência de Rotação em Y	1.4	1.2	1.2	1.2
FA5	Centro de Oscilação para FA4	0.1	0.3	0.2	0.2
FA6	Força Máxima de Frenagem	1.2E+04	1.4E+04	1.4E+04	1.3E+04
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima	5.3	5.1	5.8	5.8
FA8	Anti-Squat	1.3	1.6	1.1	1.2
FA9	Anti-Pitch	0.6	0.7	0.4	0.5
FA10	Anti-Dive	0.8	1.0	0.7	0.7
FA11	Anti-Lift	0.5	0.5	0.5	0.5

Na tabela 7.23 é mostrada uma comparação entre a redução das funções para os casos da otimização do modelo analítico.

Tabela 7.23 – Reduções nos valores das funções com relação os valores iniciais para os casos com o modelo analítico.

	Funções Analíticas	Caso 4	Caso 5	Caso 6
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0.0	0.2	0.2
FA2	Frequência Vertical	0.2	0.2	0.2
FA3	Centro de Oscilação para FA2	0.6	0.5	0.5
FA4	Frequência de Rotação em Y	0.1	0.1	0.1
FA5	Centro de Oscilação para FA4	-2.0	-1.0	-1.0
FA6	Força Máxima de Frenagem	-0.2	-0.2	-0.1
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima	0.0	-0.1	-0.1
FA8	Anti-Squat	-0.2	0.2	0.1
FA9	Anti-Pitch	-0.2	0.3	0.2
FA10	Anti-Dive	-0.3	0.1	0.1
FA11	Anti-Lift	0.0	0.0	0.0

Na tabela 7.24 são mostrados os valores obtidos com os metamodelos a partir das configurações ótimas obtidas com o modelo analítico.

Tabela 7.24 – Verificação dos valores dos metamodelos a partir dos pontos ótimos obtidos com a otimização do modelo analítico.

		Configuração inicial	Caso 4	Caso 5	Caso 6
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	225.0	202.0	243.0	218.0
F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	101.0	124.0	92.0	80.0
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	1889.0	2200.0	1828.0	2020.0
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	9.0	16.0	9.0	7.0
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	370.0	485.0	397.0	448.0
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	82.0	107.0	97.0	91.0
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	87.0	99.0	83.0	79.0
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	85.0	80.0	90.0	92.0
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	63.0	73.0	82.0	74.0
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	2450.0	2635.0	2579.0	2507.0
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	2481.0	3382.0	3217.0	3147.0
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	1908.0	1735.0	3008.0	2863.0
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	1213.0	1446.0	2221.0	1919.0

7.4 Definição dos Requisitos de Projeto associados à Dinâmica do Veículo

As otimizações foram usadas como levantamento de configurações de projeto que pudessem fornecer ao veículo boas características dinâmicas. Da otimização dos metamodelos gerados a partir de um modelo do veículo de referência, foram obtidos 3 pontos ótimos (caso 1, caso 2 e caso 3). E da otimização do modelo analítico também foram selecionados 3 pontos (caso 4, caso 5 e caso 6).

Com os resultados mostrados para a otimização dos metamodelos pode-se fazer algumas considerações:

- As configurações de projeto obtidas apresentam maior correlação entre si, uma vez que, as variáveis como a V1, V6, V7, V11 a V15 se fixaram com o mesmo valor. Portanto, com relação ao veículo de referência, uma primeira estimativa de parâmetros de projeto levaria a caracterização de maior amortecimento na suspensão dianteira, menor amortecimento na suspensão traseira, manutenção da posição do motor e eixo traseiro, redução do peso no eixo dianteiro, aumento do peso da carroceria, diminuição da altura e aproximação na direção longitudinal dos pivôs dos braços de suspensão.

- Para os três casos, o veículo ficaria mais sensível aos movimentos de aceleração e frenagem, uma vez que os valores “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*” foram na média reduzidos. Isto indica um certo grau de antagonismo entre aspectos da dinâmica vertical e longitudinal.
- A configuração do caso 2 apresentou bons resultados mesmo com a inversão de rigidez para as suspensões, em que a suspensão dianteira ficou mais rígida do que a traseira. Isto de acordo com as regras de Olley [1] não proporciona um bom comportamento dinâmico quando o veículo passa sobre obstáculos destacados na pista.
- Uma observação importante é que as funções que compõem a função multi-objetivo tiveram seus valores igualados ou melhorados. Sendo possível reduzir simultaneamente os níveis de aceleração e deslocamento da carroceria, além da vibração da massa não suspensa, considerando que a variação da força normal nos pneus foi reduzida entre 20% e 35%.
- Embora as características “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*” tenham sido penalizadas, os demais aspectos medidos com a formulação analítica foram melhorados ou se mantiveram iguais. As frequências, vertical e de rotação foram reduzidas, houve um posicionamento dos centros de oscilação na região dos eixos e ocorreu um aumento da capacidade de aceleração.

Por sua vez, a otimização do modelo baseado nas equações analíticas da dinâmica pode ser avaliada da seguinte forma:

- De maneira geral, as variáveis mostram uma tendência com o aumento do amortecimento da suspensão traseira, com a diminuição da rigidez das molas, com a manutenção do peso e posição do motor, além de aumentar o peso da carroceria.
- Para os aspectos de “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*”, as variáveis não apresentaram nenhuma tendência definida, promovendo configurações de montagem diferentes para os braços das suspensões.
- As configurações melhoraram os valores das funções de interesse com a redução da relação entre rigidez dianteira e traseira e das frequências para os movimentos, vertical e de rotação, além de aumentar da capacidade de frenagem e aceleração.
- Embora as configurações tenham melhorado os aspectos desejados na otimização do modelo analítico, a simulação do modelo multicorpos no ADAMS não demonstrou os resultados esperados, apresentando um aumento dos valores para praticamente todas as funções.
- O caso 4 dentre os três casos otimizados com o modelo analítico, foi o que melhor atendeu aos critérios de “*anti-squat*”, “*anti-pitch*”, “*anti-dive*” e “*anti-lift*”, contudo ele apresentou os valores mais elevados para praticamente todos os aspectos que se

desejava minimizar com a otimização dos metamodelos, como a aceleração angular em torno de y, aceleração vertical ao longo de z, acelerações no domínio da frequência. Isto aumenta a hipótese de antagonismo entre aspectos da dinâmica vertical e longitudinal.

De maneira geral, não foi possível obter uma configuração de projeto que atendesse todos os critérios, mas foi possível identificar pontos no espaço de projeto que representam boas características dinâmicas para o veículo.

Contudo, uma possibilidade não analisada fica por conta da integração das duas abordagens em uma única formulação de otimização. Basicamente monta-se uma arquitetura onde um código principal estabelece as conexões entre as funções obtidas através da metamodelagem e as funções calculadas analiticamente envolvendo os aspectos da dinâmica longitudinal.

O problema passa a ser uma otimização multi-objetivo e multi-fidelidade com a função objetivo incluindo os termos associados às características longitudinais. Com valores desejados para *anti-squat* (FA8) igual a 1,3, para “*anti-pitch*” (FA9) igual a 1,0, “*anti-dive*” (FA10) de 0,5 e “*anti-lift*” (FA11) igual a 1,0.

A formulação conta com uma restrição de igualdade para a relação entre a rigidez dianteira e traseira (FA1) de 0,7, baseada na regra de Olley [1] comentada anteriormente. Além disto é adicionada uma restrição na posição do eixo traseiro estando associada a um requisito de aumento da distância entre eixos para o novo veículo.

As variáveis de projeto são mostradas na tabela 7.25, e seus resultados na tabela 7.26.

Tabela 7.25. Variáveis de projeto para a configuração ótima multi-fidelidade.

Variáveis	Variáveis de Projeto	Valores Iniciais	Valores Ótimos
V1	Amortecimento Dianteiro [N.s/mm]	1.2	0.9
V2	Amortecimento Traseiro [N.s/mm]	1.2	1.5
V3	Rigidez Dianteira [N/mm]	25.0	18.0
V4	Rigidez Traseira [N/mm]	28.0	27.0
V5	Rigidez Torcional [N/deg]	2.2E+05	3.2E+05
V6	Posição X do Eixo Traseiro [mm]	0.0	-100.0
V7	Posição X do Motor [mm]	0.0	0.0
V8	Posição X da Carroceria [mm]	0.0	-150.0
V9	Fator da Massa do Motor	1.0	0.5
V10	Fator da Massa da Carroceria	1.0	1.0
V11	Fator da Massa do Eixo Dianteiro	1.0	0.8
V12	Varição na Coordenada X do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0.0	-50.0
V13	Varição na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal dianteira [mm]	0.0	-50.0
V14	Varição na Coordenada X do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0.0	50.0
V15	Varição na Coordenada Z do pivô da barra longitudinal traseira [mm]	0.0	-50.0

Tabela 7.26 – Resultados ótimos para as funções na formulação multi-fidelidade.

		Configuração inicial	Configuração ótima	Diferença
F1	RMS Aceleração angular em torno do eixo X	225.0	137.0	0.39
F2	RMS Aceleração angular em torno do eixo Y	101.0	80.0	0.21
F3	RMS Aceleração vertical ao longo de Z	1889.0	1866.0	0.01
F4	Função F2 no intervalo de 4 a 8 Hz	9.0	6.0	0.33
F5	Função F3 no intervalo de 4 a 8 Hz	370.0	344.0	0.07
F6	RMS da deflexão da mola dianteira direita	82.0	85.0	-0.04
F7	RMS da deflexão da mola dianteira esquerda	87.0	87.0	0.00
F8	RMS da deflexão da mola traseira direita	85.0	73.0	0.14
F9	RMS da deflexão da mola traseira esquerda	63.0	57.0	0.10
F10	RMS da deflexão do pneu dianteiro direito	2450.0	2136.0	0.13
F11	RMS da deflexão do pneu dianteiro esquerdo	2481.0	1995.0	0.20
F12	RMS da deflexão do pneu traseiro direito	1908.0	1454.0	0.24
F13	RMS da deflexão do pneu traseiro esquerdo	1213.0	913.0	0.25
FA1	Relação entre Rigidez Dianteira e Traseira	0.9	0.7	0.22
FA2	Frequência Vertical	1.3	1.3	0.00
FA3	Centro de Oscilação para FA2	-9.9	-9.2	0.07
FA4	Frequência de Rotação em Y	1.4	1.4	0.00
FA5	Centro de Oscilação para FA4	0.1	0.1	0.00
FA6	Força Máxima de Frenagem	1.2E+04	1.0E+04	0.17
FA7	Aceleração Longitudinal Máxima	5.3	5.9	-0.11
FA8	Anti-Squat	1.3	1.0	0.23
FA9	Anti-Pitch	0.6	0.4	0.33
FA10	Anti-Dive	0.8	0.6	0.25
FA11	Anti-Lift	0.5	0.4	0.20

Considera-se que a otimização chegou a uma configuração de projeto que representa um ganho em termos dos requisitos desejados estabelecendo os seguintes aspectos positivos:

- Ganho na capacidade de aceleração longitudinal máxima.
- Redução do valor de “*anti-dive*” para 0.6, considerando que 0,5 é um valor usual nos projeto de veículos modernos.
- A manutenção da relação entre rigidez dianteira e traseira igual a 0,7, considerada por Olley [] como sendo um valor adequado.
- A redução média de 20% para os critérios de aceleração.
- A redução média de 20% para os critérios de variação da força nos pneus.
- A manutenção dos níveis de deslocamento da carroceria.

Contudo, fica pendente a questão da redução da capacidade de frenagem em cerca de 20% e principalmente a redução de 33% do aspecto de “*anti-pitch*”. O risco de consequências negativas devido a estes dois pontos negativos pode ser mitigado considerando que em testes oficiais de frenagem o veículo apresentou elevada capacidade

de desaceleração (cerca de 1g) e o uso de batentes de fim de curso na suspensão o efeito de levantamento da dianteira do veículo pode ser controlado.

Vale ressaltar que em análises utilizando esta configuração ótima, o nível de aceleração ao longo de z foi o segundo menor entre 81 simulações com as variáveis associadas aos pivôs dos braços de suspensão. Já a configuração destas variáveis que fornece as melhores condições de “*anti-squat*”, “*anti-pitch*” e “*anti-lift*” coloca a aceleração na penúltima posição. Confirmando que para este veículo os aspectos de conforto são contrários aos aspectos que garante estabilidade em manobras de aceleração e frenagem.

Para finalizar estas considerações são mostradas nas figuras 7.3 a 7.8, a comparação entre os resultados obtidos desde a configuração inicial do veículo e a configuração ótima através da otimização multi-objetivo e multi-fidelidade.

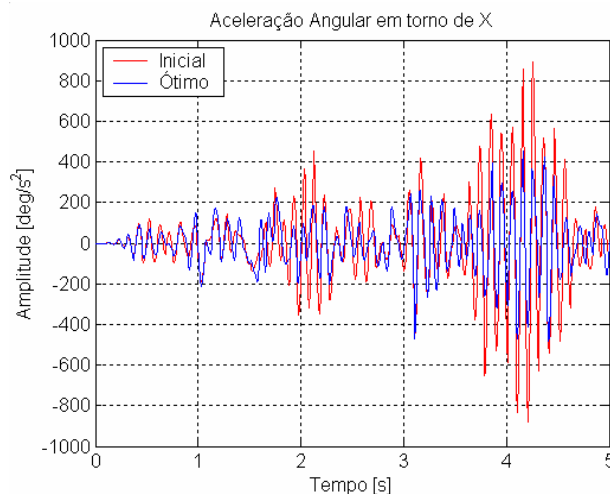


Figura 7.3 – Aceleração em torno de x para a configuração inicial e ótima.

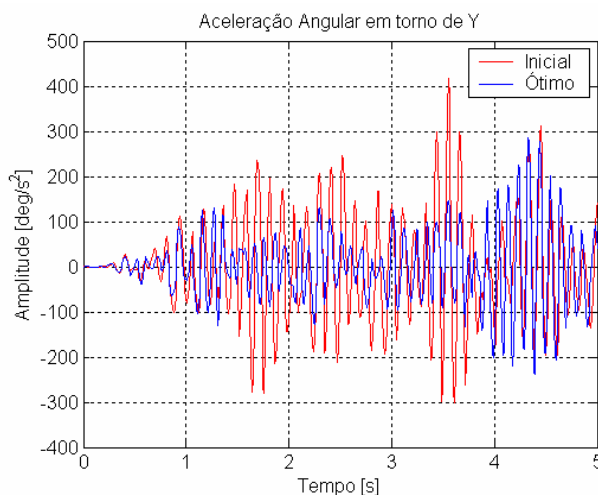


Figura 7.4 – Aceleração em torno de y para a configuração inicial e ótima.

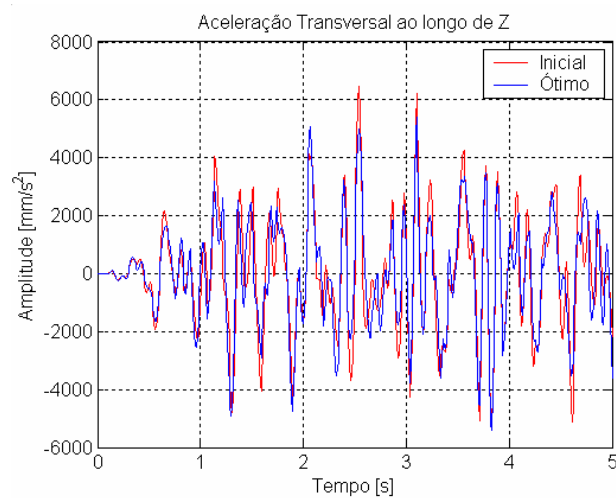


Figura 7.5 –Aceleração ao longo de z para a configuração inicial e ótima.

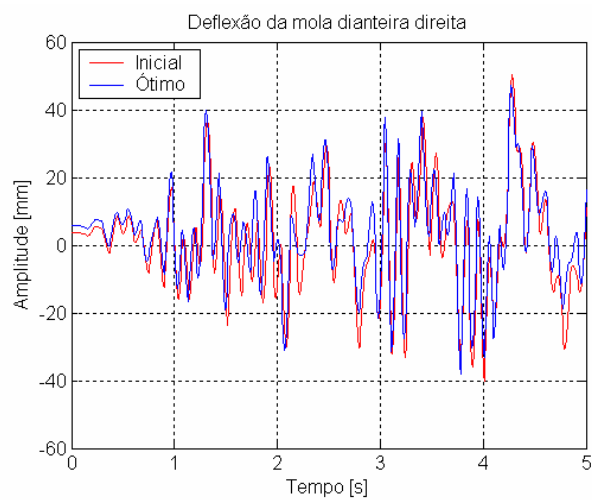


Figura 7.6 – Deflexão da mola dianteira direita para a configuração inicial e ótima.

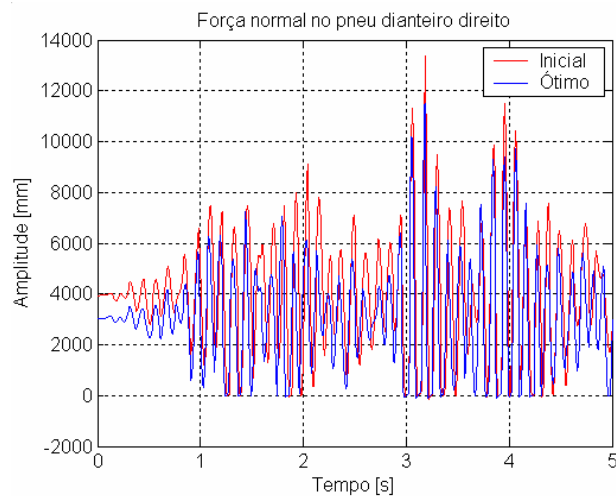


Figura 7.7 – Força normal no pneu dianteiro direito para a configuração inicial e ótima.

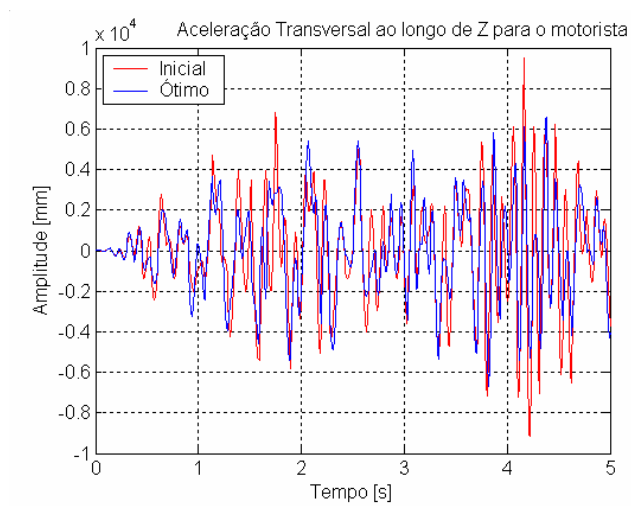


Figura 7.8 – Aceleração ao longo de z para o motorista para a configuração inicial e ótima.

CAPÍTULO VIII

CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base na experiência adquirida ao longo do trabalho pode-se citar as conclusões parciais com respeito a alguns aspectos:

- Ferramentas Computacionais - As ferramentas computacionais aplicadas para a modelagem do veículo, como os programas SolidEdge, ADAMS e ANSYS, até agora mostraram-se eficazes para seus propósitos. A geometria do veículo pôde ser representada de maneira rápida e prática em modelos tridimensionais CAD no programa SolidEdge, a partir do qual também foram obtidas certas propriedades de inércia. O programa ADAMS é reconhecido no âmbito da engenharia automotiva como um dos melhores pacotes comerciais de modelagem e simulação de multicorpos. Isto foi rigorosamente comprovado, considerando as várias situações analisadas ao longo do trabalho. De maneira semelhante, o programa ANSYS demonstrou características importantes que levaram à geração de um modelo de chassis flexível. Contudo, os procedimentos para tal ação necessitam de uma atenção especial por representarem um conjunto de simulações automáticas pré-definidas em um código específico. Vale ressaltar que a aplicação destas ferramentas computacionais foi fundamentalmente amparada por programas como Matlab, LabView, Pico e Statistica, utilizados para o planejamento de experimentos, aquisição e tratamento de dados.

- Ensaios Experimentais - Os ensaios experimentais realizados para definição das propriedades dos componentes flexíveis desempenharam sua função, levantando uma base de dados essencial para a elaboração do modelo do veículo.

A determinação experimental de propriedades de inércia realizada com o auxílio de uma série de equipamentos representou com eficácia as características de cada componente, fato comprovado principalmente pela comparação entre os pesos do veículo real e no modelo. A utilização de uma placa de aquisição (Pico) de dois canais e acelerômetro piezo-resistivo foi adequada para os ensaios no dispositivo de medição de inércia. Para este ensaio, somente a elevada flexibilidade do dispositivo pode ser ressaltada como uma característica desfavorável.

De maneira geral, o ensaio experimental da dinâmica vertical do veículo real também demonstrou-se adequado e necessário à validação do modelo computacional. Os equipamentos utilizados como acelerômetros piezo-elétricos e seus condicionadores de

sinal, placa de aquisição (National Instruments) de 8 canais e Notebook, desempenharam bem a tarefa de adquirir os dados de aceleração do veículo. Entretanto, observou-se neste ensaio o grande esforço necessário para sua execução, basicamente causado pelo conflito entre capacidade de aquisição do equipamento e a metodologia caracterizada por um elevado número de pontos de medição.

- Modelo do Veículo – As etapas de modelagem permitiram a elaboração de um modelo com elevado grau de complexidade capaz de representar o comportamento de um veículo real. Particularmente, observou-se neste trabalho a grande influência dos componente flexíveis do tipo bucha ou coxim no comportamento dinâmico do modelo. Isto resulta em um séria dificuldade, uma vez que a definição destes componente depende de vários parâmetros de rigidez e amortecimento, raramente conhecidos. Outra constatação, já esperada, se deve às inúmeras possibilidades de modelagem de pneus, cada qual com vantagens associadas a representação dos fenômenos característicos e desvantagens relacionadas com o desconhecimento de parâmetros de entrada para os modelos. Verificou-se que o comportamento do chassis flexível sofre uma alta dependência da forma e número de modos de vibração considerados, principalmente em condição de equilíbrio estático.

- Simulação Computacional – De maneira geral, as simulações do veículo se comportaram como esperado, com um custo computacional admissível e com poucas falhas relacionadas com a divergência do algoritmo de integração. Entretanto, vale ressaltar uma consideração a ser verificada ainda quanto à forma da excitação relacionada ao obstáculo e o contato pneu-solo. Isto se deve ao fato de que o modelo do veículo em todos os casos simulados demonstrou elevados níveis de aceleração vertical no momento do contato entre pneu e obstáculo, sugerindo que a forma escolhida para representar a influência do obstáculo pode não ser a mais adequada.

- Seleção de componentes – Basicamente é a etapa mais difícil a ser superada pela alta dependência do processo com relação à indústria automotiva e legislação. Embora a eficiência das técnicas de otimização baseadas em métodos estatísticos já seja amplamente demonstrada em trabalhos recentes, a formulação de um problema de otimização aplicado ao projeto recai naturalmente na definição de um espaço de projeto que deve ser consistente com as possibilidades encontradas no mercado. Funções objetivo e funções de restrição devem ser ajustadas, inevitavelmente, a critérios de desempenho já definidos mas restritos à própria indústria. Surge neste aspecto talvez a maior contribuição do trabalho,

uma vez que os caminhos para se determinar de forma adequada estes critérios devem ainda ser trilhados.

Em seguida é apresentada uma reformulação da proposta inicial de trabalho. Basicamente, a principal alteração deve-se à uma necessidade do parceiro industrial relacionada ao aspecto financeiro. Assim sendo, um trabalho que originalmente seria feito em duas etapas, com a definição rápida de um protótipo através de procedimentos de otimização menos elaborados, se transforma em uma etapa única que finalizará com os testes de campo com o protótipo projetado e otimizado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adams, V. e Askenazi, A., 1999, "Building Better Products with Finite Element Analysis", OnWorld Press, First Edition, ISBN 1-56690-160x
- Al-Holou, N. D. S. and Shaout, A., 1995, "The Development of Fuzzy Logic Based Controller for Semi-Active Suspension System", IEEE, 0-7803-2428-5/95.
- Balabanov, V., 1998, "DOE Functional Module. Theory and Implementation"; 39 p.
- Barbosa, R. S., 1999, "Aplicação de Sistemas Multicorpos na Dinâmica de Veículos Guiados", Tese de Doutorado, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade Federal de São Paulo, 273 p.
- Bastow, D. e Howard, G., 1993, "Car Suspension and Handling", Pentech Press Limited and Society of Automotive Engineers, 3th Edition, ISBN 0-7273-0318-x.
- Bauer, H., 1995, "Brake Systems for Passenger Cars", Publicado por Robert Bosh GmbH, Department for Automotive Services, Technical Publications.
- Borges, J. A. F., 1999, "Dinâmica de Veículos Articulados: Simulação Computacional, Otimização e Ensaios Experimentais", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, 213 p.
- Borges, J. A. F.; Steffen Jr., V.; Schardijn, E. C. e Argentino, M. A., 1996, "Optimization of the Dynamical Behavior of Vehicles"; SAE Technical Paper Series No. 962330
- Borges, J. A. F.; Steffen Jr., V.; Schardijn, E. C. e Argentino, M. A., 1999, "Vehicle Dynamics: Modelling and Experimental Testing"; Proceedings of the PACAM VI / DINAME - Sixty Pan American Congress of Applied Mechanics; pp. 1499-1502.
- Box, G. E. P. e Draper, N. R., 1986, "Empirical Model-Building and Response Surfaces"; John Willey & Sons.
- Box, G. E. P.; Hunter, W. G. e Hunter, S. J., 1978, "Statistics for experimenters: An Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building", New York: Wiley.

- Butkewitsch, S., 1998, "Otimização de Sistemas Mecânicos: Ferramenta de Engenharia de Concepção"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia; 155 p.
- Butkewitsch, S., 2002, "Projeto Ótimo Robusto Multi-disciplinar Mediante Experimentos Computacionais: Uma Contribuição à Segurança Veicular"; Tese de Doutorado; Universidade Federal de Uberlândia; 220 p.
- Butkewitsch, S.; Borges, J. A. F.; Leal, M. F. e Kotinda, G. I., 2002, "Discrete versus Continuous Optimization for the Improvement and Robust Design of Automotive Systems", Anais do 2º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Butkewitsch, S.; Borges, J. A. F.; Leal, M. F. e Kotinda, G. I., 2002, "On the Aplication of Multi-Body and Finite Element Analysis for the Structural Syntesis of a Mini-Baja Vehicle", Anais do 2º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Chang, H., Rushbrook, M. e Joy, S., 1997, "Vehicle Ride Study with Flexible Bodies in Adams", 12th European ADAMS User's Conference.
- Chen, W. e Garimella, R., 1999, "Robust Design for Improved Vehicle Handling Under a Range of Maneuver Conditions"; Proceedings of the 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences; September 12-15; Las Vegas; Nevada.
- Dean, E.B. e Unal, R., 1991, "Designing For Cost"; Conference Of The American Association of Cost Engineers; 13 p.
- Dixon, J. C., 1999, "The Shock Absorber Handbook", SAE Publications Grp. ISBN 0-7680-0050-5.
- Garrot, W. R.; Monk, M. W. e Chrstos, J. P., 1988, "Vehicle Inertial Parameters – Measured Values and Approximations", Passenger Car Meeting and Exposition, SAE Technical Paper Series 881767, ISSN 0148-7191.
- Gillespie, T. D., 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE Publications Group, ISBN 1-56091-119-9, 495 p.

- Giunta, A.A. e Watson, L.T., 1998, "A Comparison of Aproximation Modeling Techniques: Polinomial versus Interpolating Models"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-98-4758;1998; 13 p.
- Hac, A., and Youn, I., 1993, "Optimal Design of Active and Semi-active Suspensions Including Time Delay and Preview" ASME Transactions, Vol. 115, pp. 498-508.
- Happian-Smith, J., 2002, "An Introduction to Modern Vehicle Design", SAE Publications Group, ISBN 0-76802-0596-5, 585 p.
- Hashiyama, T., Behrendt, S., Furuhashi, T., Uchikawa, Y., 1995, "Fuzzy Controllers for Semi-Active Suspension System Generated through Genetic Algoritms", Fuzzy/IEEE, 0-7803-2559-1/95.
- Hucho, W., 1998, "Aerodynamics of Road Vehicles", Society of Automotive Engineers, Inc., 4th Edition, ISBN 0-7680-0029-7.
- Huston, R. L., 1996, "Multibody Dynamics since 1990", Applied Mechanics Rewies, v. 49, n. 10, pt. 2, p. 535-540.
- Kamal, M. M. and Wolf Jr., J. A., 1982, "Modern Automotive Structural Analysis", Publicado por Van Nostrand Reinhold Company, USA, ISBN 0-442-24839-3, 458 p.
- Kodiyalam S., Yang R. J., Gu L. e Tho C, 2001, "Large-Scale, Multidisciplinary Optimization of a Vehicle System in a Scalable, High Performance Computing Environment" Proceedings of DETC'01; ASME Design Engineering Technical Conferences; September 9-12, USA.
- Karnopp, D., 1990, "Design Principles for Vibration Control Systems using Semi-Active Dampers", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, pp. 448-455.
- Koppennal, J. e Edlund, S., 1997, "Commercial Vehicle Modelling and the Influence of Frame Flexibility on Vehicle Response", 12th European ADAMS User's Conference.
- Kulkarni, S. M., 1997, "Parametric Study of the Complete Vehicle Model – The effect on the Roll Gradient of the Vehicle", 12th European ADAMS User's Conference.

- Leal, M. F., 2001, "Otimização do Comportamento Dinâmico de Veículos usando Superfície de Resposta"; Dissertação de Mestrado; Universidade Federal de Uberlândia; 101 p.
- Leal, M. F., Borges, J. A. F., Butkewitsch, S., 2001, "A Case Study on the Response Surface Method Applied to the Optimization of the Dynamical Behavior of Vehicles", SAE Technical Paper Series No. 2000-01-3850.
- Leal, M. F.; Borges, J. A. F.; Brito, M. A. M. e Butkewitsch, S., 2002, "Estudo de um Sistema de Suspensão Semi-Ativa através de Protótipo Virtual", Anais do 2º Congresso Nacional de Engenharia Mecânica.
- Leal, M. F.; Borges, J.A.F. e Butkewitsch, S., 2000, "Optimal Robust Design of Motorcycle Suspension Systems", SAE Technical Paper Series No. 2000-01-3216.
- Lynn, B., 2000, "Response Surface Methology (RSM) and Design of Experiments (DOE) applied to Race car Vehicle Dynamics Simulation and Development", International ADAMS User's Conference.
- Máximo, L. F. B., 2002, "Estudo do Comportamento Dinâmico de um Veículo de Passageiros em Manobras de Handling", Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, 156 p.
- Milliken, W. F. e Milliken, D. L., 1995, "Race Car Vehicle Dynamics", ISBN 1-56091-526-9, 890 p.
- Mola, S., "Fundamentals of Vehicle Dynamics" , Product Engineering Department, General Motors Institute.
- Montgomery, D. C., 1996, "Design and Analysis of Experiments", John Willey & Sons, 4th Edition.
- Motoyama, K. e Yamanaka, T. , 2000," A Study of Suspension Design Using Optimization Technique and DOE", International ADAMS User's Conference.

- Mrazek, T. e Marzy, R., 2000, "Investigation of the Comfort Behavior of a Commercial Vehicle in ADAMS", International ADAMS User's Conference.
- Neto, A. C.; Ferraro, L. C.; Veissid, V. L.; Freitas, C. A. M.; Argentino, M. A.; Ripoli, R. R. e Perseguim, O. T., 1998, "A Study of Vibrational Behavior of a Medium Sized Truck Considering Frame Flexibility with the use of ADAMS", International ADAMS User's Conference.
- Nicolas, C. F., Landauluze, J., Castrillo E., Gaston, M., and Reyero, R., 1997, "Application of Fuzzy Logic Control to the Design of Semi-Active Suspension Systems", Fuzz/IEEE, 0-7803-3796.
- Nürnbergger, A., Nauck D., and Kruse R., 1999, "Neuro-Fuzzy Control Based on the NEFCON Model: Recent Developments", Soft Computing: A Fusion of Foundations, Methodologies and Applications, Vol. 2, No. 4, pp. 168-182.
- Nutti, A. C. e Orives, R. A., 2003, "Ride and Handling Interactive Software – Classification Method", SAE Technical Paper Series 2003-01-3706.
- Palcák F. e Hulla, M., 1998, "Study of Component Flexibility Effects on Full-system Performance via Mixed Body Dynamics Approach", 13th European ADAMS User's Conference.
- Pasquini Junior, J., Gasparinetti, S., Perseguim, O. T., Bezerra, M. A., Cunha, R. H., Neto, A. C., 1999, "Load Determination in Small Urban Buses, using a Combined Finite Element and Multibody System Approach", 14th European ADAMS User's Conference.
- Pham, D. T., and Karaboga, D., 1998, "Intelligent Optimisation Techniques", Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, ISBN 1-85233-028-7.
- Ragsdell, K.M. e Gabriele, G.A., 1989, "A Nonlinear Programming Code in Fortran Implementing the Generalized Reduced Gradient Method", University of Missouri Rolla.
- Rahnejat, H., 1998, "Multi-Body Dynamics: Vehicles, Machines and Mechanisms", SAE Publications Group, ISBN 0-7680-0269-9, 355 p.

- Reklaitis, G.V.; Ravindran, A. e Ragsdell, K.M., 1983, "Engineering Optimization – Methods and Applications", John Wiley and Sons, USA.
- Rill, G. e Zampieri, D.E., 1997, "Improvement of Ride Comfort and Ride Safety por Using Nonlinear Spring and Damping Elements"; Proceedings of the 7th International Conference on Dynamic Problems in Mechanics - DINAME 97; Angra dos Reis; Rio de Janeiro; Brazil; pp. 220-222.
- Robert, R. R., 2000, "Digital Testing in the Context of Digital Engineering – Functional Virtual Prototyping", Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, Michigan, USA.
- Pinto, R. R., Borges, J. A. F., Rezende, J. C. C., Leal, M. F., 2003, "Automotive Frame Optimization", SAE Technical Paper Series.
- Schmidt, S. e Case, K., 1999, "Communicating Design of Experiments (DOE) to Non-statisticians"; Air Academy Web Site, 10 p.
- Scholpp, G., Schmidt, J., Hofmann, R., Frimberger, M. e Wolf, F., 2000, "Influences of Parameters at Vehicle Rollover", International ADAMS User's Conference.
- Sharp, M., 1999, "Physical or Virtual Testing?", Publicado em Testing Tecnology International, October 1999.
- Simpson, T.W.; Mauery, T.M.; Korte, J.J. e Mistree, F., 1998, "Comparison of Response Surface and Kriging Models for Multidisciplinary Design Optimization"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-98-4755; 11 p.
- Steffen, V. Jr., 2000, "Técnicas de Otimização Aplicadas no Projeto de Sistemas Mecânicos e Mecatrônicos", IV Simpósio Mineiro de Mecânica Computacional, Uberlândia-MG.
- Stevens, G. B.; Peterson, D. M. e Eichhorn, U.; 1997; "Optimization of Vehicle Dynamics through Statistically-Designed Experiments on Analytical Vehicle Models", 12th European ADAMS User's Conference.

- Subramanyam, V., Monkaba, V. e Alexander, T., 2000, "Visteon's Approach to All-Wheel Drive Vehicle Dynamics Model Simulation and Correlation ", International ADAMS User's - Conference.
- Unal, R.; Braun, R. D.; Moore, A. A. e Lepsch, R. A., 1997, "Response Surface Model Building Using Orthogonal Arrays for Computer Experiments"; 19th Annual International Conference of the International Society of Parametric Analysis, New Orleans, Louisiana, May 27-30, 13 p.
- Unal, R.; Lepsch, R.A. e Mcmillin, M.L., 1998, "Response Surface Model Building and Multidisciplinary Optimization Using D-Optimal Designs"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-98-4759; 7 p.
- Vaculín, O., Kortüm, W., Schwartz, W., 1996, "Analysis and Design of Semi-Active Damping in Truck Suspension - Design-by-Simulation", Proc. Internat. Symp. on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen.
- Valásek, M., Kortüm, W., Sika, Z., Magdolen, L., Vaculín, O., 1998, "Development of Semi-Active Road-Friendly Truck Suspension", submitted to Control Engineering Practice.
- Vanderplaats, G. N., 1998, "Numerical Optimazation Techniques for Engineering Design"; Vanderplaats Research and Development Inc.; 2nd Edition.
- Venter, G.; Haftka, R.T. e Starnes JR., J.H., 1998, "Construction of Response Surfaces for Design Optimization Applications"; American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper AIAA-96-4040-CP; p 548-564.
- Verros, G. , Goudas, H., Natsiavas, S. e Hache, M., 2000, "Dynamics of Large Scale Vehicle Models using Adams/Flex", International ADAMS User's Conference.
- Welch, W.J.; Buck, R.J.; Sacks, J.; Wynn, H.P.; Mitchell, T. e Morris, M.D., 1992, "Screening, Predicting, and Computer Experiments"; Technometrics; February; Vol. 34; No 1; pp. 15-25.
- Wong, J. Y., 1978, "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons Inc., ISBN 0-471-03470-3, 330 p.

ANEXO A – Propriedades de rigidez e amortecimento de componentes flexíveis

Algumas propriedades de rigidez e amortecimento de componentes flexíveis usadas normalmente na modelagem de buchas e coxins nos sistemas de suspensão, são mostrados a seguir. Estes dados são encontrados como arquivos de entrada em modelos que compõe os recursos do programa ADAMS. Vale ressaltar que estes dados são bastante importantes, servindo como estimativa razoável em uma condição em que dificilmente encontram-se tais valores na literatura ou com os fabricantes.

Uma particularidade dos gráficos mostrados nas figuras contidas neste anexo é a representação das curvas de rigidez de acordo com a direção, onde a coordenada z é usualmente adotada como sendo direção axial do componente e as demais x e y como sendo componentes radiais.

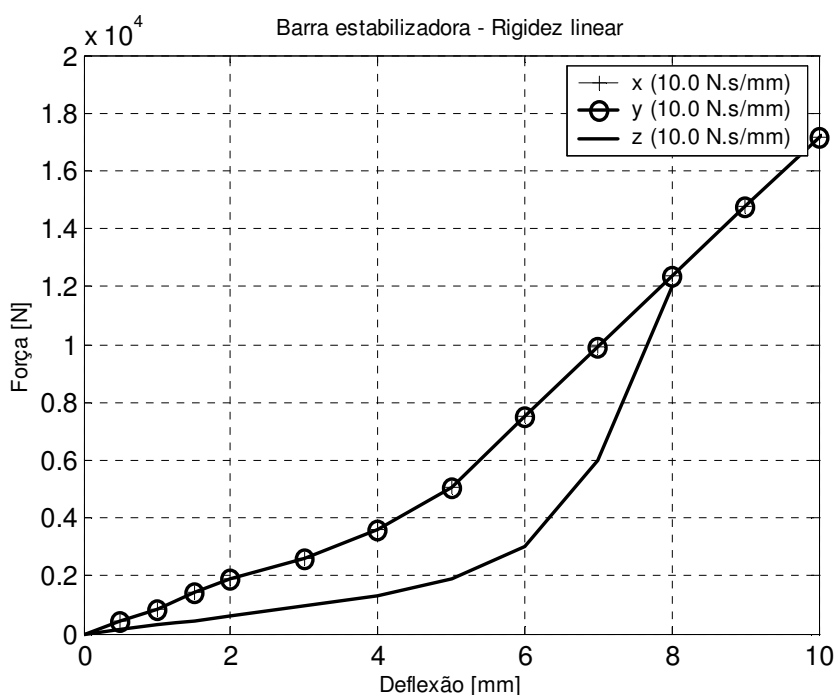


Figura A.1 – Rigidez e amortecimento lineares para uma bucha usada na fixação de barras estabilizadoras.

Nas figuras A.2, A.4, A.6, A.8, A.10, A.12, A.14, os gráficos representam as curvas características de rigidez descritas em coordenadas angulares, ou seja, definem a rigidez angular ou torcional. Neste caso, também vale a consideração feita com relação às direções do componente.

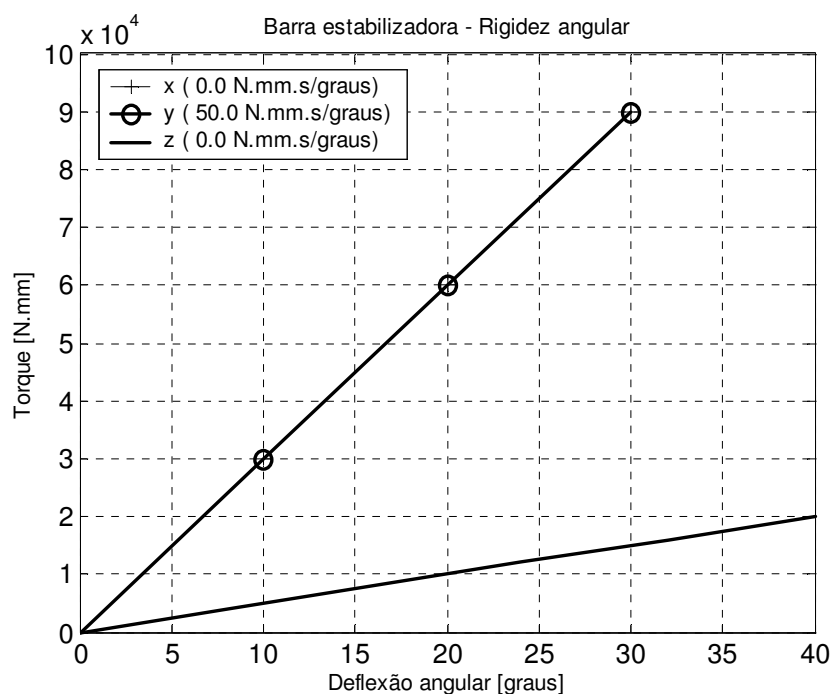


Figura A.2 – Rigidez e amortecimento angulares para uma bucha usada na fixação de barras estabilizadoras.

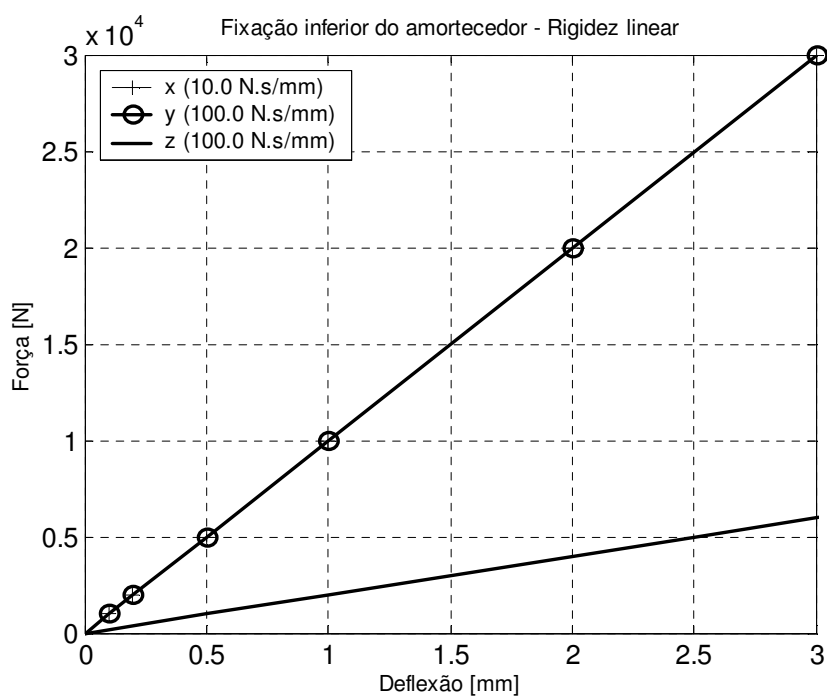


Figura A.3 – Rigidez e amortecimento lineares para uma bucha usada na fixação inferior de amortecedores.

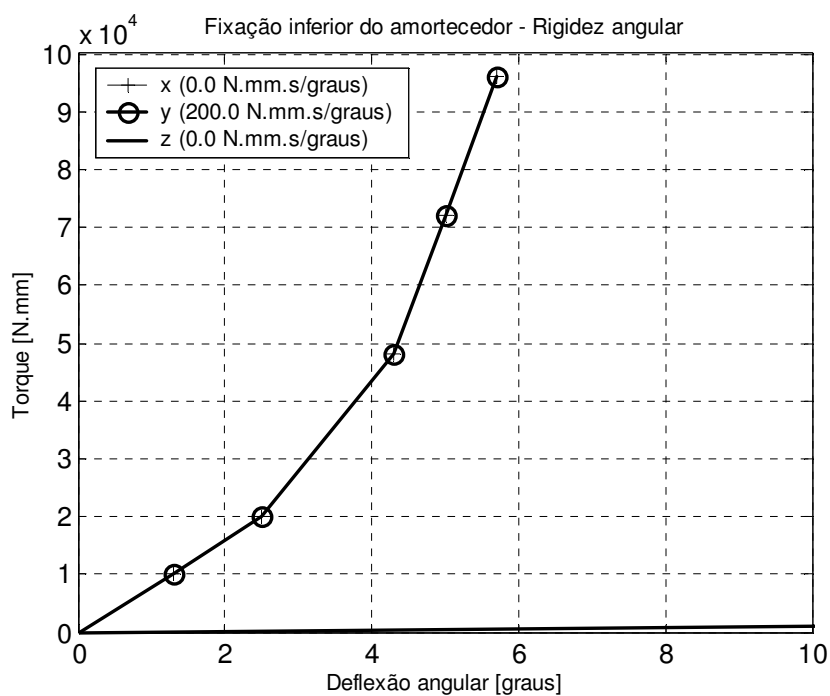


Figura A.4 – Rigidez e amortecimento angulares para uma bucha usada na fixação inferior de amortecedores.

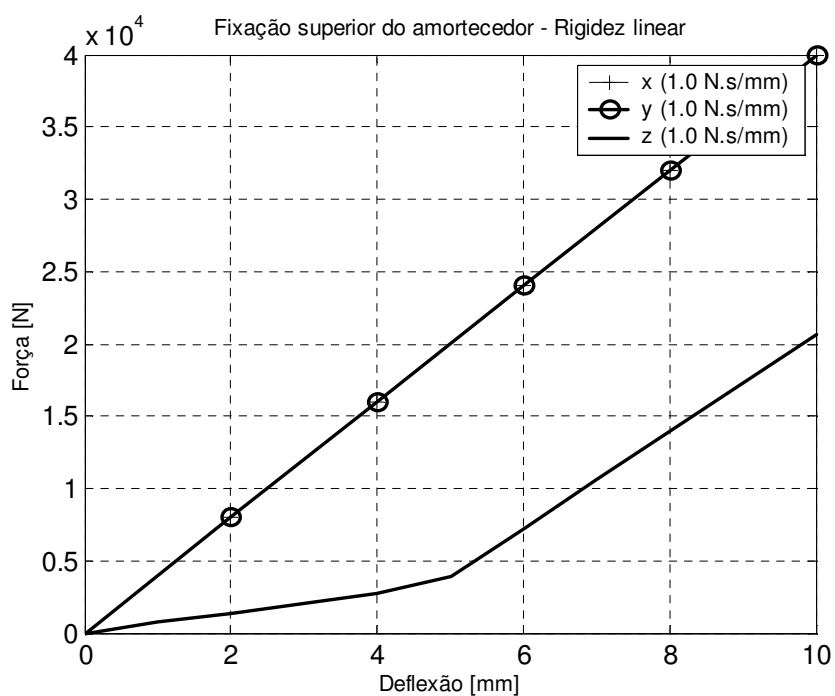


Figura A.5 – Rigidez e amortecimento linear para uma bucha usada na fixação superior de amortecedores.

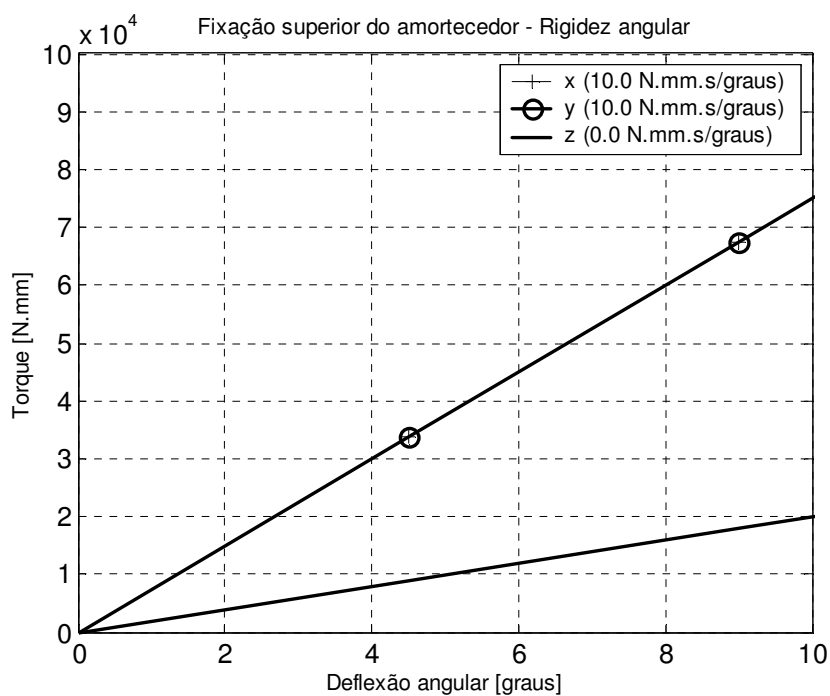


Figura A.6 – Rigidez e amortecimento angulares para uma bucha usada na fixação superior de amortecedores.

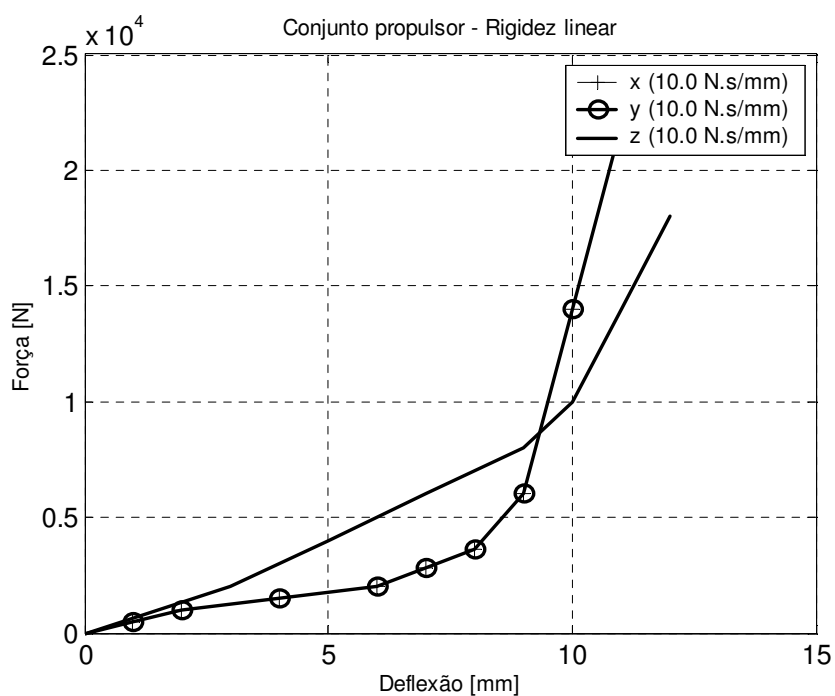


Figura A.7 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação do conjunto propulsor.

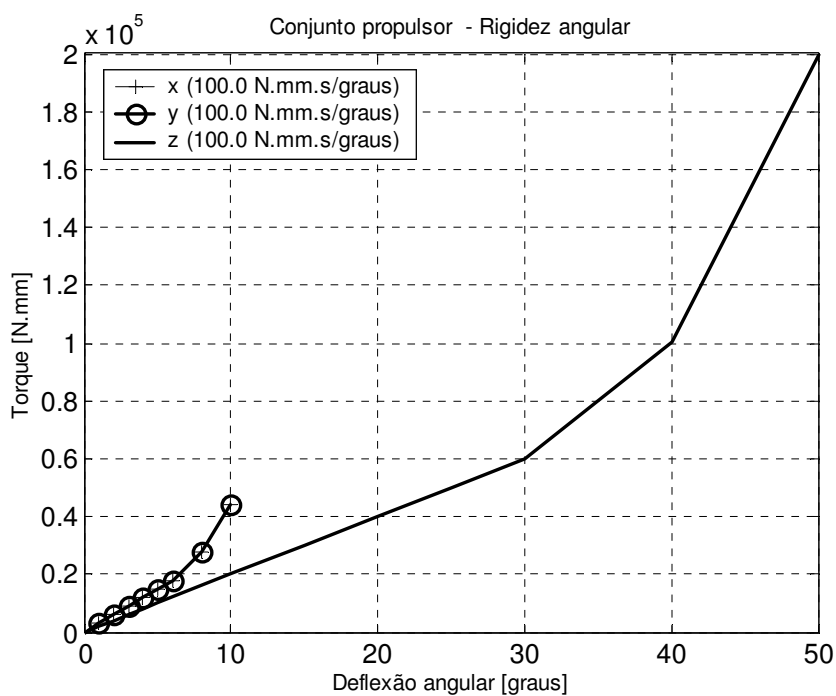


Figura A.8 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação do conjunto propulsor.

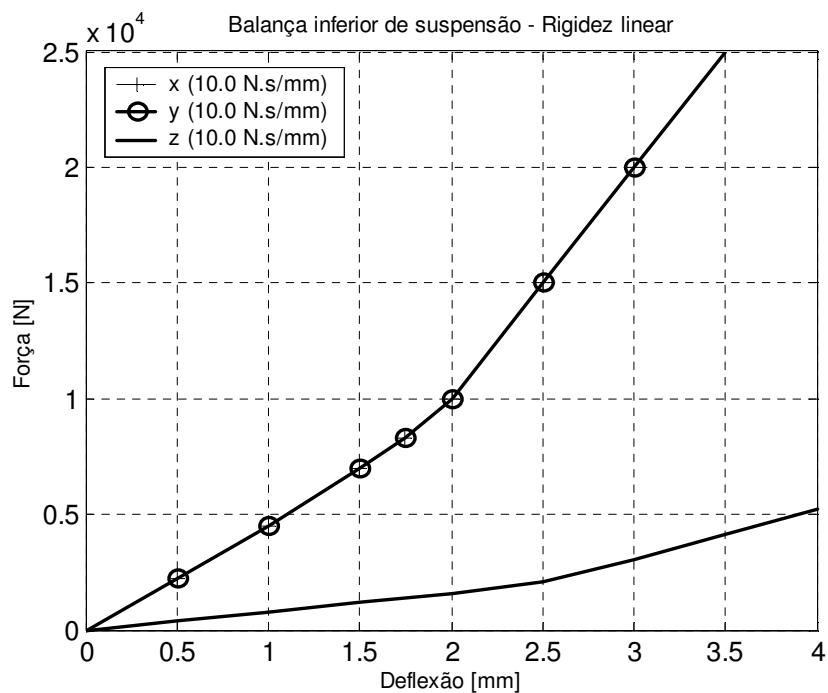


Figura A.9 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação de uma balança inferior.

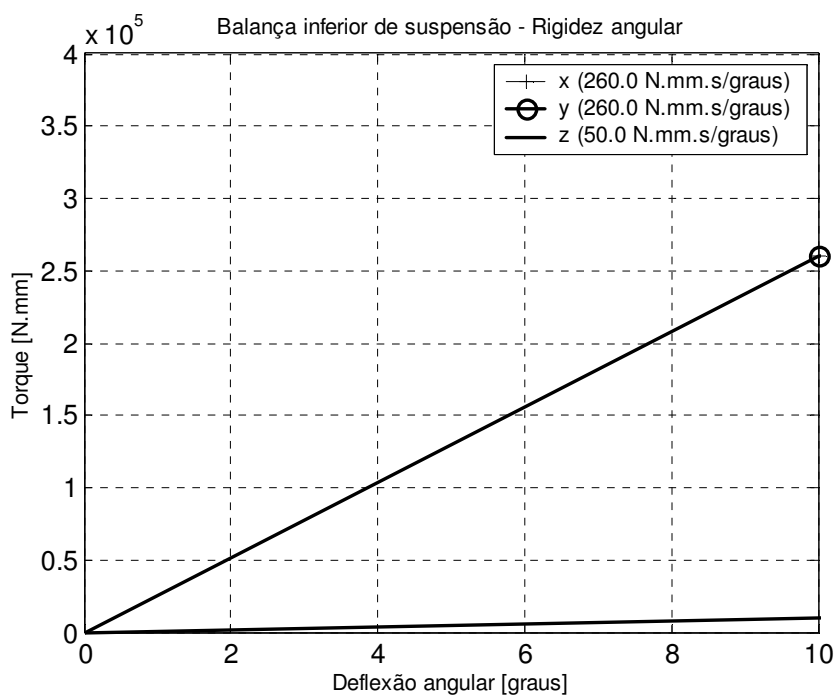


Figura A.10 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação de uma balança inferior.

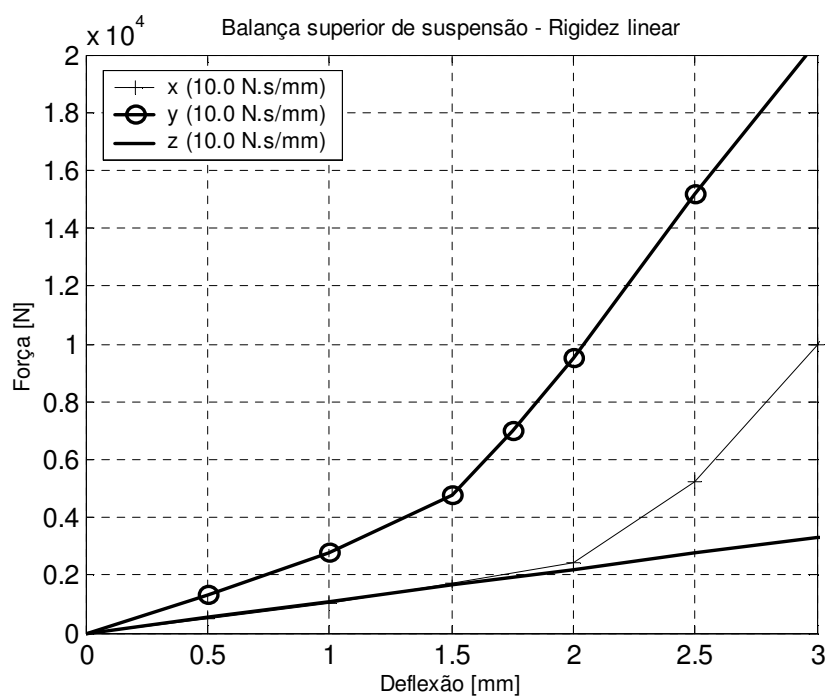


Figura A.11 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação de uma balança superior.

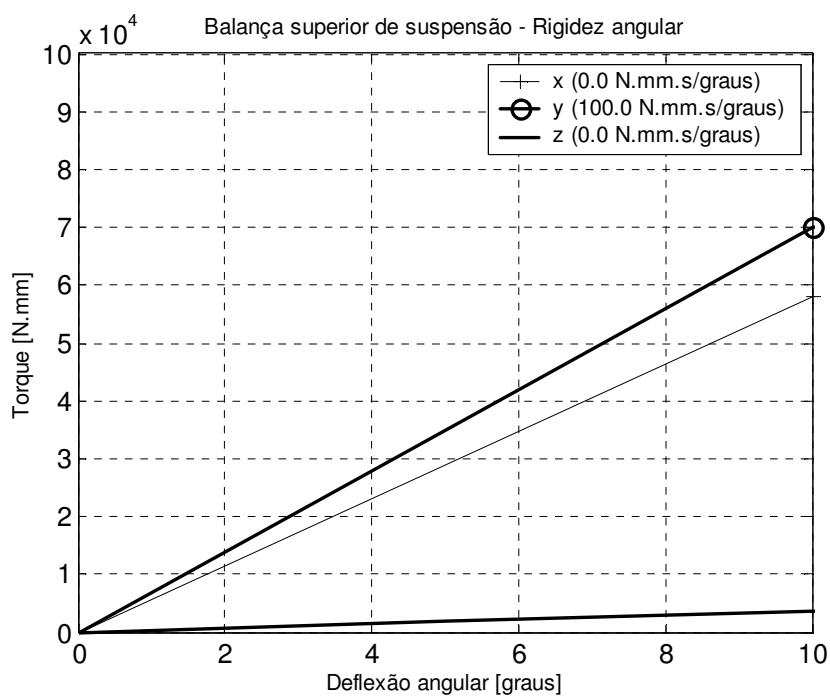


Figura A.12 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação de uma balança superior.

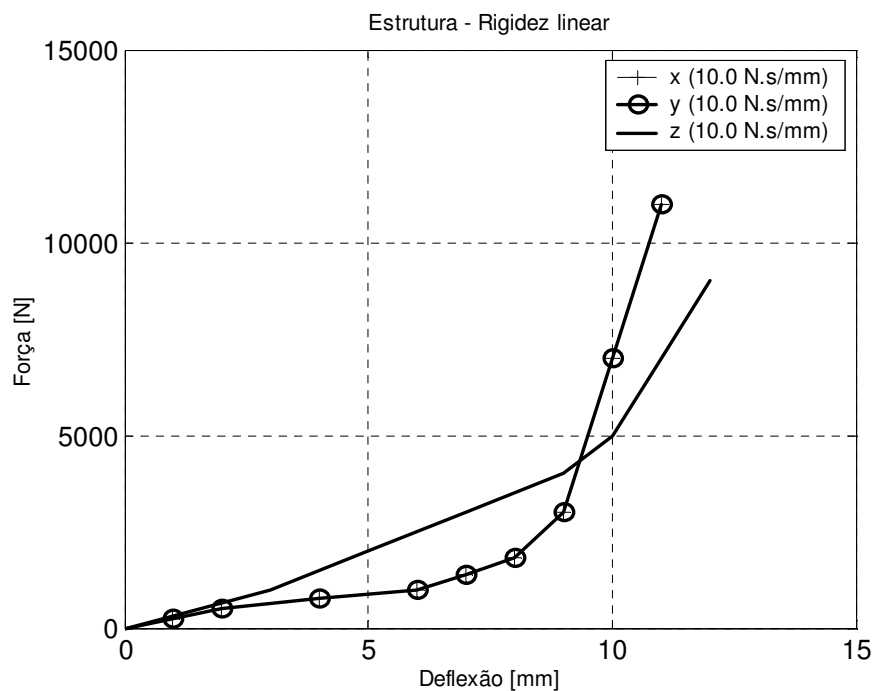


Figura A.13 – Rigidez e amortecimento linear para um coxim usado na fixação de uma carroceria.

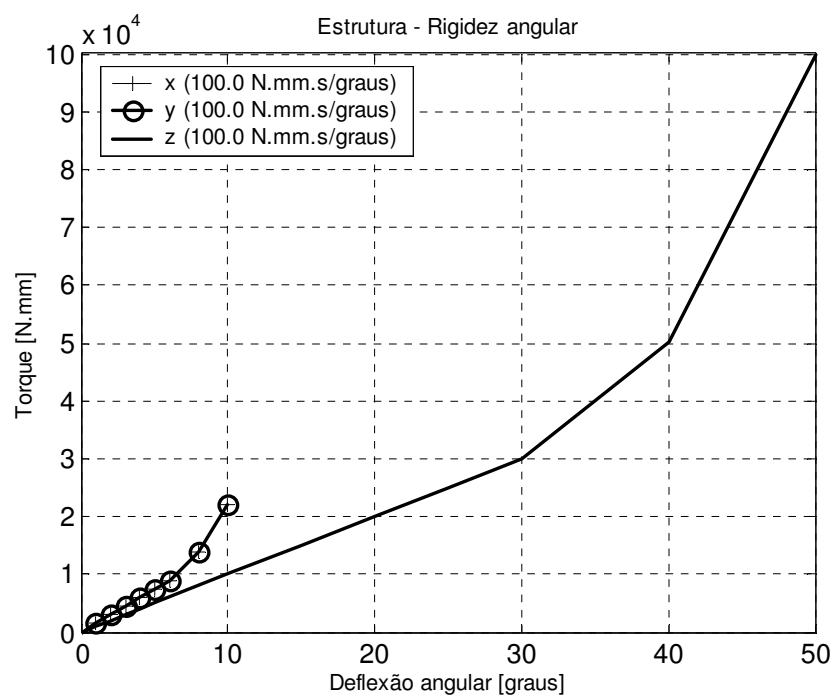


Figura A.14 – Rigidez e amortecimento angular para um coxim usado na fixação de uma carroceria.

ANEXO B – Estudo de Estilo para a Carroceria do Veículo

Foi desenvolvido um estudo de estilo para carroceria durante as atividades de definição dos sistemas do veículo. O procedimento foi liderado por um designer experiente em desenhos de veículos.

Em uma primeira etapa foram levantados os requisitos para o estilo que seriam os aspectos que direcionariam o desenvolvimento. Basicamente as informações que foram definidas foram:

- A categoria do veículo seria a de utilitário esportivo com comportamento tipicamente “off-road”.
- O estilo deveria ressaltar praticidade de uso e robustez.
- O mercado consumidor seria pessoas de 30 a 45 anos da classe média no Brasil.
- A produção da carroceria ficaria com a responsabilidade do parceiro.

Posteriormente foi realizada uma análise através de pesquisa bibliográfica entre estilos que seguissem a tendência mercadológica para veículos urbanos que fossem capazes de esporadicamente trafegar em terrenos sem pavimentação e sem a necessidade obrigatória de tração nas quatro rodas (4x4) permanente.

Ficou evidente a preferência do usuário deste tipo de veículo para um estilo que demonstrasse robustez e elegância, sobriedade e sofisticação sem ser rebuscado e indefinido.

Nesta etapa, relacionei pra efeito de comparação algumas imagens da primeira etapa com os primeiros esboços, os aprimoramentos e a imagem final em rendering manual. Posteriormente, anexe o processo de releitura da aparência externa do veículo, desde a criação passando pela elaboração em busca da forma ideal e finalmente a produção dos rendering manual e digital da proposta escolhida.

Em relação a esta última, destaque para a característica visual de robustez conseguida através da utilização de formas retilíneas sem interrupções, superfícies sem sobreposições o que define sua aparência mais chapada. Busquei relacionar ao máximo com a forma do retângulo de cantos arredondados que é uma figura geométrica básica, simples e com o artifício, o arredondamento dos cantos, suaviza-se seu aspecto visual. Pode-se notar a presença deste elemento gráfico observando mais atentamente o desenho, podendo até dividi-lo em dois blocos retangulares: o habitáculo e o compartimento do motor. Os pára-lamas têm a forma de semicírculo proposital justamente para contrastar com o desenho retilíneo do restante da carroçaria. Eles possuem um posicionamento em seu ponto central que coincide com o centro das rodas causando um efeito de uniformidade e regularidade. A ausência de demais adornos em torno do veículo tem também sua função

estética que é de equilíbrio e minimização. Foi durante a análise de similares mais recente que identifiquei essa preferência por parte do público alvo. Em sua vista lateral esquerda é possível identificar o quanto a frente quase sem inclinação confere um aspecto de solidez ao veículo bem como o comprimento longitudinal curto do capô.

A coluna 'A' quase vertical, proporciona uma aparência descompromissada com exigências estéticas de modismo passageiro. Esta configuração, de caráter funcional, minimiza fatores como invasão excessiva da luz solar que causa desconforto aos ocupantes e sua construção robusta proporciona uma maior proteção em caso de capotamento visto que a lâmina de vidro é toda envolvida pelo conjunto.

No que se refere às portas, optei pela configuração conhecida popularmente como "portas tipo suicida" pelo fato das traseiras abrirem em sentido inverso ao convencional. A praticidade neste caso está na ausência da coluna 'B' central quando as portas dianteira e traseira estão abertas simultaneamente, possibilitando um maior conforto visto que a área de acesso ao interior é ampliada consideravelmente. Existem especialistas que contradizem essa praticidade dizendo que a desvantagem deste sistema está no fato de perda de rigidez pela ausência da coluna central. Rebato a teoria, pois o veículo não trafegará com as portas abertas. As maçanetas foram posicionadas de forma a utilizarem um espaço reduzido, novamente fazendo alusão à forma do retângulo de cantos arredondados e posicionadas na vertical dada a altura do veículo, propiciando uma pega mais confortável.

As janelas têm sua posição inversa ao convencional. Ao contrário dos veículos normais onde o vidro fica quase rente à carroçaria. Neste, eles ficam embutidos na estrutura causando um efeito estético de robustez e funcional no que se refere à proteção por estarem menos propensos a serem atingidos por objetos.

As lanternas foram posicionadas na parte superior da coluna 'C' por oferecerem uma maior e melhor visibilidade para o condutor que vem logo atrás e o seguinte a este. Nesta posição estão menos propensas ao acúmulo de poeira e de serem atingidas por detritos.

O pneu de emergência fica alojado em uma cobertura plástica que imita o acabamento do restante da carroçaria e é preso em um suporte de articulação lateral pra que seja possível a abertura da porta traseira.

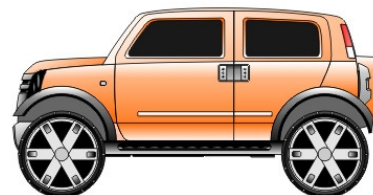
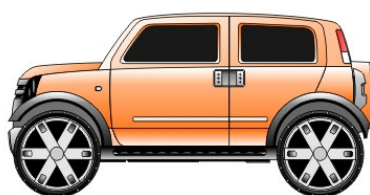
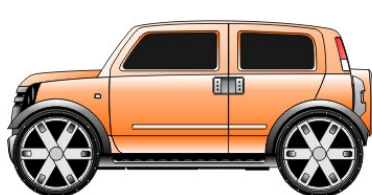
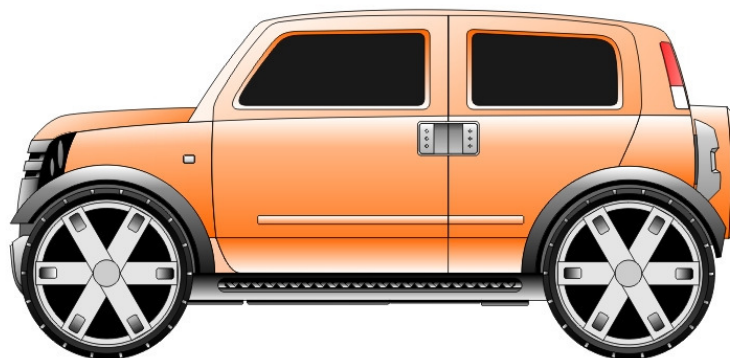
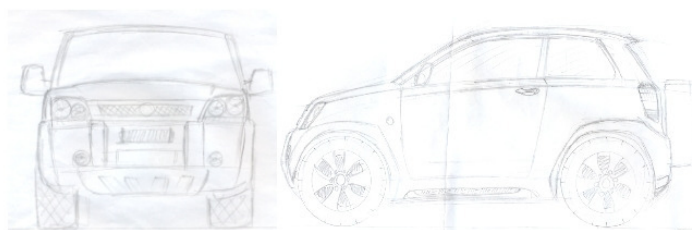
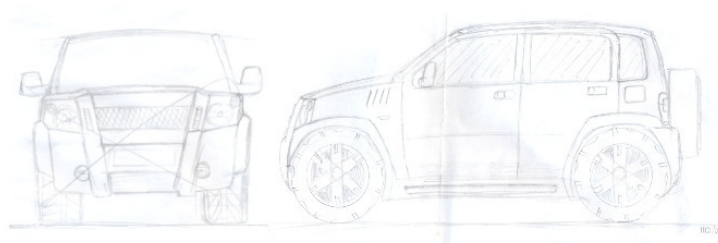
Voltando à dianteira do veículo, existe uma abertura que pode ser utilizada para a passagem do cabo de reboque que provém de um guincho embutido, não interferindo na estética do conjunto e protegendo um pedestal no caso de colisão pois não apresenta protuberância considerável nesta região. Pelo mesmo motivo, não foi adotado o quebra mato pois sua eficácia não foi comprovada através da análise de similares.

O veículo possui altura relativa do solo regulável em três estágios sendo eles Cidade, Campo e Off-Road. Essa seleção pode ser feita manualmente dentro das consequências consideráveis e automaticamente por um inclinômetro.

O veículo foi batizado por mim com o nome de BENGALI em alusão ao tigre de bengala e por possuir uma sonoridade condizente com a proposta.

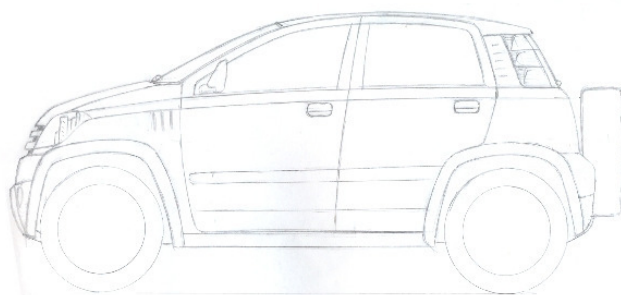
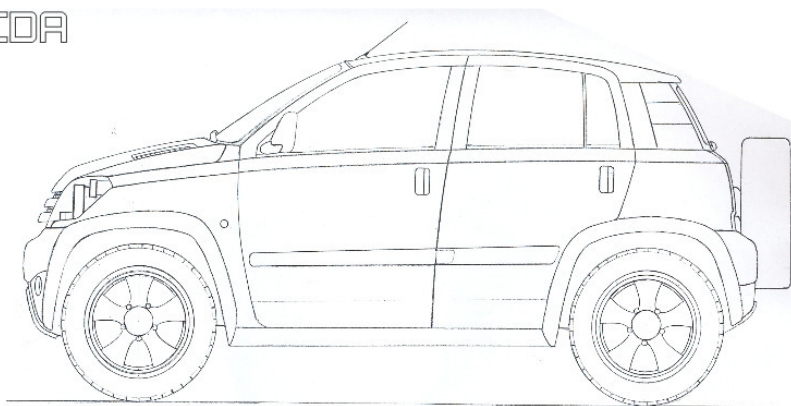
RENDERING DIGITAL

BENGALI

ESTUDO DA FORMA
SKETCHES MANUAISREDNEW
DESIGNREDNEW
DESIGN

FORMA ESCOLHIDA

SKETCH MANUAL



SKETCHES

RENDERING MANUAL

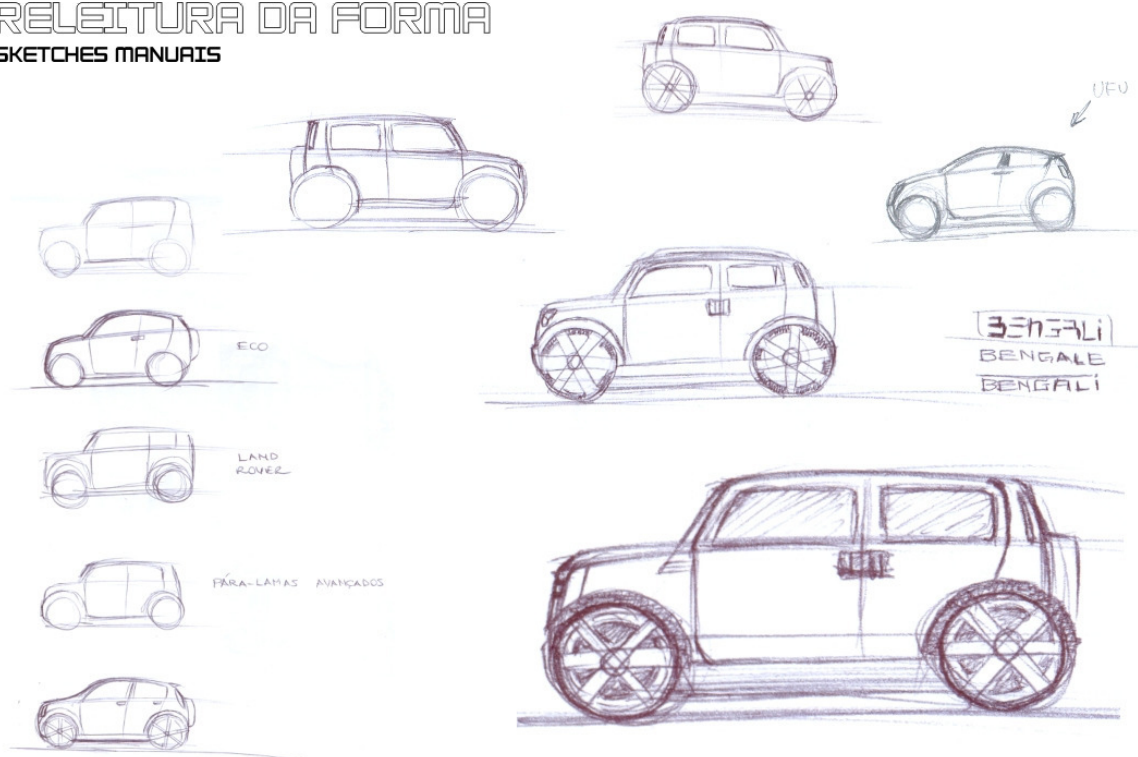
REDNEW
DESIGN



REDNEW
DESIGN

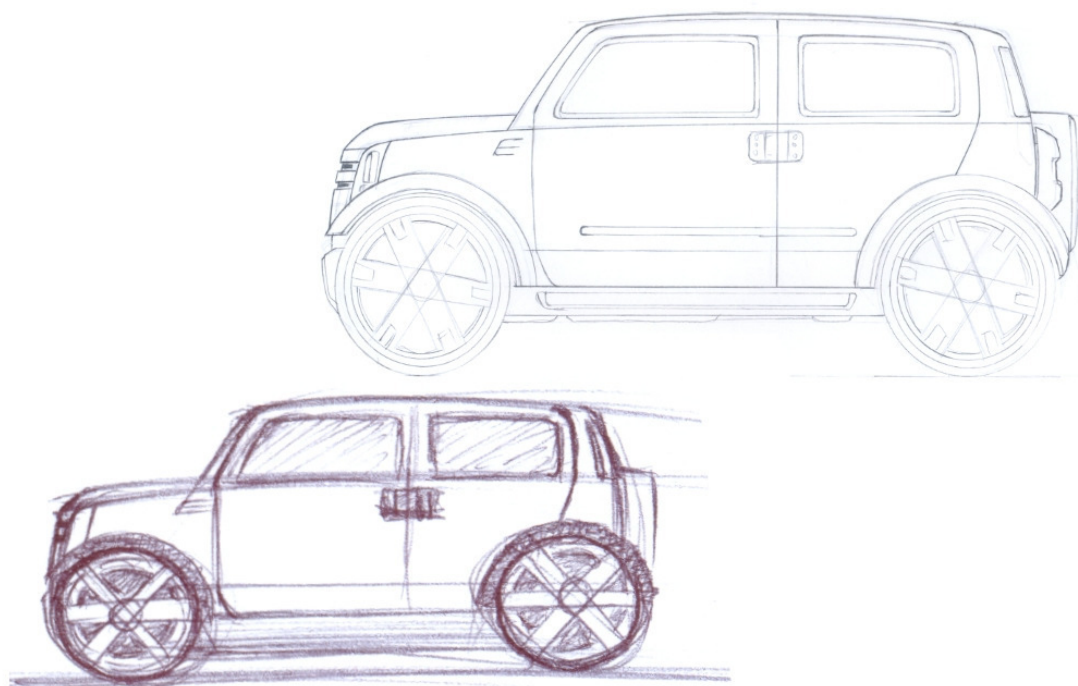
RELEITURA DA FORMA

SKETCHES MANUAIS



FORMA ESCOLHIDA

SKETCH MANUAL

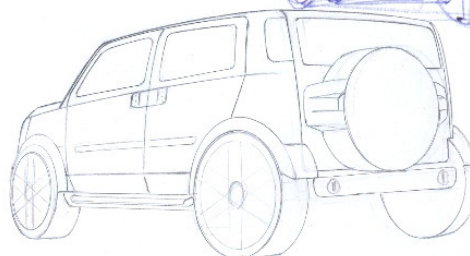
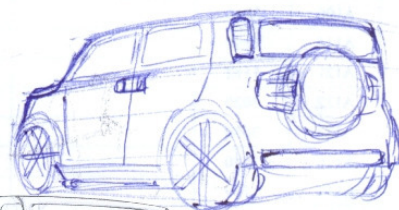
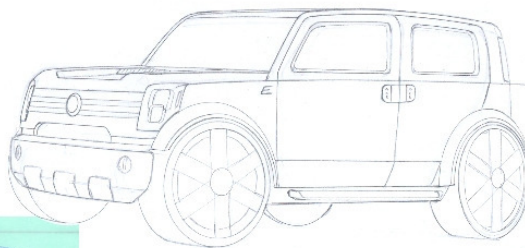
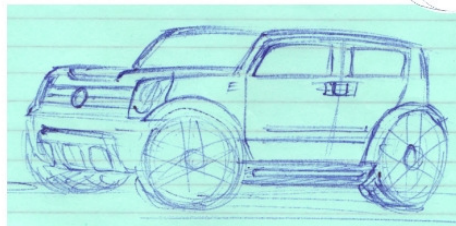


REDNEW
DESIGN

REDNEW
DESIGN

FORMA ESCOLHIDA

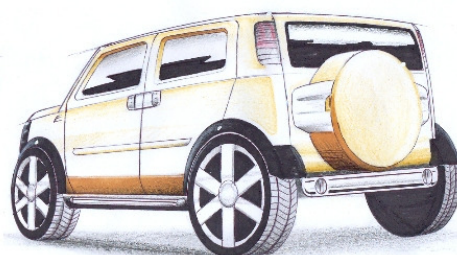
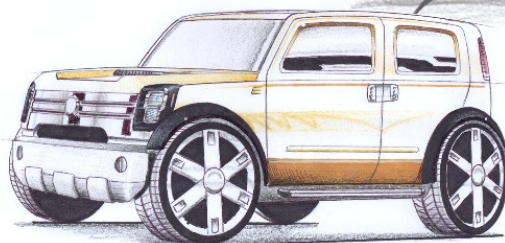
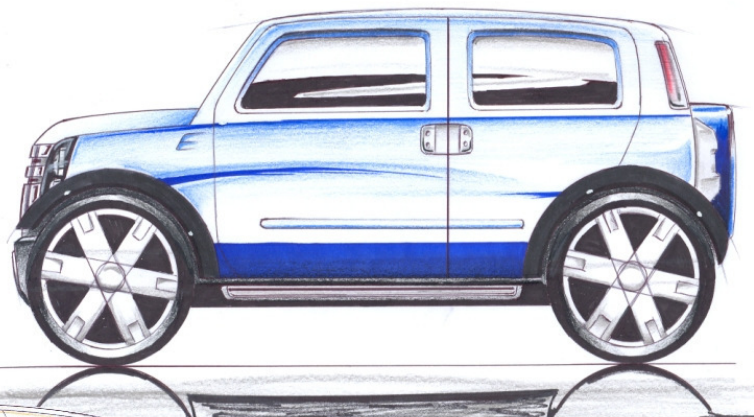
SKETCHES MANUAIS



REDNEW
DESIGN

SKETCHES

RENDERING MANUAL



REDNEW
DESIGN

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)