André Luis Vieira Soares

ANÁLISE DE CONFORTO E
ELASTOCINEMÁTICA DAS SUSPENSÕES
DE DUPLO ESTÁGIO DE UM VEÍCULO DE
COMPETIÇÃO *OFF-ROAD* EM AMBIENTE
MULTICORPOS

Dissertação apresentada à Escola de Engenharia
de São Carlos da Universidade de São Paulo,
como parte dos requisitos para a obtenção do
Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos
2005

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto, pela amizade e por ter me oferecido a oportunidade de realizar este trabalho e proporcionado as condições necessárias à sua execução.

À CAPES pela bolsa de estudos concedida durante parte da realização do trabalho.

Aos colegas de profissão, pela amizade, companheirismo, incentivo e colaboração, em especial ao Fábio Russo, Marcelo Prado, Rodivaldo Cunha, Maíra Martins da Silva e Leopoldo Rodrigues de Oliveira

Aos professores e funcionários da Escola de Engenharia de São Carlos, pela ajuda e afeição.

RESUMO

SOARES, A.L.V., (2005). *Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos*. São Carlos, 2005. 89p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Este trabalho apresenta o estudo da dinâmica vertical de um veículo off-road de competição e do comportamento elastocinemático de suas suspensões primárias de duplo estágio com o auxílio a ferramenta computacional de simulação de sistemas multicorpos MSC-ADAMS. O modelo multicorpos do veículo inclui os modelos da suspensão dianteira, suspensão traseira, sistema de direção, pneus e massa suspensa. As análises elastocinemáticas das suspensões definiram geometrias que permitem longos cursos de trabalho das suspensões sem variações indesejadas de parâmetros de projeto. Com a análise modal do modelo de veículo completo foram definidos os valores de rigidez das molas das suspensões de duplo estágio que resultaram em valores de frequência natural no primeiro estágio semelhantes aos indicados para carros de passeio e no segundo estágio, próximos dos encontrados em veículos de competição. A análise de conforto do veículo durante simulação de passagem por trecho de pista demonstrou que os elementos de força definidos na análise modal resultam em níveis de conforto raramente encontrados em veículos de competição.

Palavras Chave: *conforto, dinâmica vertical veicular, sistemas multicorpos, veículo de competição off-road, suspensão de duplo estágio.*

ABSTRACT

SOARES, A.L.V., (2005). *Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos*. São Carlos, 2005. 89p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

This dissertation presents the study of a off-road competition vehicle ride and the double rate suspensions elastokinematic behavior using the multibody software MSC-ADAMS. The vehicle multibody model includes the rear and front suspensions, the steering system, the tires and the sprung mass. The suspensions elastokinematic analysis defined geometric configurations that allowed long jounce and rebound travel of wheel, without undesirable project parameters variations. In the modal analysis of the vehicle multibody model, the springs rates that results in natural frequencies values similar to passenger cars for the first suspension stage and, for the second stage, similar to competition vehicles, were defined. The ride analysis during the simulation of the vehicle running on a rough track showed that the force elements defined on the modal analysis resulted in a good ride quality, rarely found in competition vehicles.

Key words: ride, vertical vehicle dynamics, multibody systems , off-road race car, double rate suspensions.

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 2.1 Gráfico do ângulo de pitch por velocidade do veículo em saltos</i>	17
<i>Figura 2.2 Medições de deslocamento das rodas e aceleração vertical na cabina do caminhão Hino modelo 1996</i>	18
<i>Figura 2.3 Modelo plano do caminhão Hino</i>	18
<i>Figura 2.4 Definição da dinâmica vertical do caminhão Hino modelo 1997</i>	19
<i>Figura 3.1 Sistema de coordenadas SAE</i>	23
<i>Figura 3.2 Ângulo de câmbor</i>	26
<i>Figura 3.3 Ângulo de cáster</i>	27
<i>Figura 3.4 Inclinação do kingpin</i>	28
<i>Figura 3.5 Ângulo de convergência (toe)</i>	29
<i>Figura 3.6 Localização do roll center</i>	30
<i>Figura 3.7 Cáster moment arm</i>	31
<i>Figura 4.1 Suspensão dianteira</i>	35
<i>Figura 4.2 Modelo da suspensão dianteira</i>	36
<i>Figura 4.3 Juntas e coxins do modelo da suspensão dianteira</i>	37
<i>Figura 4.4 Curva de força por deformação de batente da suspensão dianteira</i>	38
<i>Figura 4.5 Suspensão traseira</i>	39
<i>Figura 4.6 Modelo da suspensão traseira</i>	40
<i>Figura 4.7 Juntas e coxins do modelo da suspensão traseira</i>	41
<i>Figura 4.8 Curva de força por deformação de batente da suspensão traseira</i>	43
<i>Figura 4.9 Modelo do sistema de direção</i>	44
<i>Figura 4.10 Juntas e coxins do modelo do sistema de direção</i>	45
<i>Figura 4.11 Modelo dos conjuntos pneu e roda</i>	46
<i>Figura 4.12 Modelo da massa suspensa</i>	47
<i>Figura 4.13 Modelo completo do veículo</i>	48

<i>Figura 5.1 Modelo do conjunto suspensão dianteira e sistema de direção</i>	50
<i>Figura 5.2 Variação do ângulo de câmber da suspensão dianteira</i>	52
<i>Figura 5.3 Variação do ângulo de cáster da suspensão dianteira</i>	53
<i>Figura 5.4 Variação do cáster offset da suspensão dianteira</i>	53
<i>Figura 5.5 Ângulo de kingpin σ, e scrub radius r_s</i>	54
<i>Figura 5.6 Variação do ângulo de kingpin da suspensão dianteira</i>	55
<i>Figura 5.7 Variação do scrub radius da suspensão dianteira</i>	55
<i>Figura 5.8 Variação do ângulo de convergência da suspensão dianteira</i>	56
<i>Figura 5.9 Variação da altura do roll center da suspensão dianteira</i>	57
<i>Figura 5.10 Variação do comprimento da mola da suspensão dianteira</i>	58
<i>Figura 5.11 Comprimento dos amortecedores da suspensão dianteira</i>	59
<i>Figura 5.12 Modelo do conjunto suspensão traseira sobre bancada de testes</i>	60
<i>Figura 5.13 Variação do ângulo de câmber da suspensão traseira</i>	61
<i>Figura 5.14 Variação do ângulo de convergência da suspensão traseira</i>	62
<i>Figura 5.15 Variação da altura do roll center da suspensão traseira</i>	62
<i>Figura 5.16 Variação da bitola traseira</i>	63
<i>Figura 5.17 Deslocamento lateral do eixo de saída do diferencial</i>	63
<i>Figura 5.18 Variação do comprimento da mola da suspensão traseira</i>	64
<i>Figura 5.19 Variação da altura do roll center da suspensão dianteira</i>	64
<i>Figura 5.20 Associação de molas em série</i>	66
<i>Figura 5.21 Gráficos de rigidez de molas em série</i>	66
<i>Figura 5.22 Modo de vibrar de massa suspensa dianteira com presença de pitch</i>	69
<i>Figura 5.23 Modo de vibrar de massa suspensa traseira com presença de bounce</i>	70
<i>Figura 5.24 Modo de vibrar de roll</i>	70
<i>Figura 5.25 Modo de vibrar de massa não suspensa dianteira em fase</i>	70
<i>Figura 5.26 Modo de vibrar de massa não suspensa dianteira fora de fase</i>	71
<i>Figura 5.27 Modo de vibrar de massa não suspensa traseira em fase</i>	71
<i>Figura 5.28 Modo de vibrar de massa não suspensa traseira fora de fase</i>	71
<i>Figura 5.29 Modo de vibrar de massa não suspensa traseira fora de fase</i>	74
<i>Figura 5.30 Curva de rigidez da mola equivalente da suspensão dianteira</i>	75
<i>Figura 5.31 Força da mola equivalente durante o curso da suspensão dianteira</i>	75
<i>Figura 5.32 Curva de rigidez da mola equivalente da suspensão traseira</i>	76
<i>Figura 5.33 Força da mola equivalente durante o curso da suspensão traseira.</i>	77
<i>Figura 5.34 Amortecimento da suspensão dianteira.</i>	78

<i>Figura 5.35 Amortecimento da suspensão traseira.</i>	78
<i>Figura 5.36 Sinais de deslocamento vertical das pistas.</i>	79
<i>Figura 5.37 PSD do sinal de deslocamento da pista1.</i>	80
<i>Figura 5.38 PSD do sinal de deslocamento da pista2.</i>	80
<i>Figura 5.39 Aceleração vertical no encosto do motorista durante simulação de passagem por trecho de pista.</i>	81
<i>Figura 5.40 Tolerância vibracional.</i>	82

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	I
RESUMO	II
ABSTRACT	III
LISTA DE FIGURAS	IV
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	3
1.2 OBJETIVO.....	4
1.3 DIVISÃO DOS CAPÍTULOS.....	4
2 REVISÃO DA LITERATURA	6
2.1 INTRODUÇÃO	6
2.2 DINÂMICA VERTICAL (RIDE).....	6
2.2.1 <i>Dinâmica vertical de veículos de competição</i>	13
2.3 MODELAGEM ATRAVÉS DE SISTEMAS MULTICORPOS	19
3 REVISÃO TEÓRICA.....	22
3.1 INTRODUÇÃO	22
3.2 SISTEMA DE COORDENADAS.....	22
3.3 ELASTOCINEMÁTICA NO MSC-ADAMS-CAR	24
3.3.1 <i>Câmbor</i>	26
3.3.2 <i>Cáster</i>	27
3.3.3 <i>Kingpin</i>	28
3.3.4 <i>Ângulo de convergencia</i>	29
3.3.5 <i>Localização do centro de rolagem (roll center)</i>	30
3.3.6 <i>Cáster moment arm</i>	31

3.3.7	<i>Scrub radius</i>	32
3.3.8	<i>Wheel rate</i> :	33
3.3.9	<i>Ride rate</i> :	33

4 DESENVOLVIMENTO DO MODELO MULTICORPOS DO VEÍCULO 34

4.1	CARACTERÍSTICAS GERAIS DO VEÍCULO	34
4.2	SUSPENSÃO DIANTEIRA	35
4.3	SUSPENSÃO TRASEIRA.....	39
4.4	SISTEMA DE DIREÇÃO	43
4.5	CONJUNTOS PNEUS DIANTEIROS E TRASEIROS	46
4.6	MASSA SUSPENSA	47
4.7	MODELO MULTICORPOS DO VEÍCULO COMPLETO	48

5 SIMULAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS..... 49

5.1	ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DO CONJUNTO SUSPENSÃO DIANTEIRA E SISTEMA DE DIREÇÃO	49
5.2	ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DA SUSPENSÃO TRASEIRA	59
5.3	ANÁLISE MODAL DO VEÍCULO COMPLETO.....	65
5.4	SIMULAÇÃO DE PASSAGEM DO VEÍCULO POR TRECHO DE PISTA.....	73
5.5	ANÁLISE DE CONFORTO	81

6 CONCLUSÃO E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS 84

7 BIBLIOGRAFIA 86

1 Introdução

O estudo da dinâmica veicular se preocupa com os movimentos dos veículos sobre uma superfície de pista. Os movimentos de interesse são a aceleração e frenagem, as vibrações que definem o conforto e a realização de curvas. O comportamento dinâmico de um veículo é determinado pelas forças impostas ao veículo pelos pneumáticos, pela gravidade e pelos efeitos aerodinâmicos. O veículo e seus componentes são estudados a fim de determinar quais forças serão produzidas em cada manobra em particular e como o veículo responderá a essa situação. Para este propósito é essencial estabelecer um método rigoroso de modelagem matemática dos sistemas do veículo. Um dos componentes mais importantes no comportamento dinâmico do veículo é sua suspensão primária.

As principais funções das suspensões primárias são:

- Fornecer elasticidade vertical para que as rodas possam acompanhar o perfil do pavimento, isolando o chassi das irregularidades da pista.
- Manter as rodas com o esterçamento e ângulo de câmbio desejados.
- Reagir as forças produzidas pelos pneumáticos durante aceleração, frenagem (forças longitudinais), e esterçamento (forças laterais).
- Resistir ao rolamento do chassi.
- Manter os pneumáticos em contato com o solo com o mínimo de variação de carga.

As propriedades das suspensões primárias mais importantes para o comportamento dinâmico do veículo são seu comportamento cinemático e suas respostas para as forças e momentos que elas devem transmitir dos

pneumáticos para os chassis (GILLESPIE, 1992). O comportamento cinemático da suspensão determina a variação dos parâmetros de projeto (câmbor, cáster, convergência e etc) durante o deslocamento vertical das rodas e conseqüente trabalho das suspensões. As forças e momentos transmitidos para o chassis são fontes de vibrações que chegam até os ocupantes do veículo causando sensações relativas ao conforto (*ride sensation*) durante a utilização do veículo.

O projeto da suspensão de veículos *off-road* apresenta um grande desafio do ponto de vista dos compromissos necessários. Deve-se pensar de uma maneira mais abrangente do que o projeto de suspensões convencionais, pois as faixas de utilização e condições de contorno deste projeto são bastante amplas. Além dos critérios convencionais de conforto e segurança (aderência), a questão do comportamento elastocinemático em grandes cursos e a durabilidade dos componentes em função das altas cargas encontradas são aspectos críticos que devem ser cuidadosamente considerados e analisados.

Outro aspecto importante no caso de veículos *off-road* de competição em provas de longa duração é o desgaste físico e conseqüente perda de rendimento dos competidores, causado pela exposição destes à altos níveis de vibração. Para minimizar estes efeitos o projeto das suspensões primárias deve definir os valores de rigidez e amortecimento de seus componentes de modo a garantir o conforto dos ocupantes do veículo. Um veículo de competição mais confortável consegue manter maiores velocidades em condições de prova conforme apresentado em MOMYIAMA *et al.* (1998).

Durante as últimas décadas, vários modelos não lineares de veículos foram desenvolvidos utilizando modelos com muitos graus de liberdade a fim de avaliar seu comportamento dinâmico. No entanto, obter as equações de movimento e integrá-las numericamente sem o auxílio computacional é um trabalho extremamente difícil, tedioso, demorado e propenso ao erro. Um grande avanço ocorreu com os métodos de sistemas de multicorpos (*multibody system* – MBS) e os softwares desenvolvidos para esse fim, os quais permitiram uma formulação automática das equações de movimento para diferentes tipos de sistemas mecânicos. Tais programas têm como entradas massas e propriedades de inércia dos corpos rígidos e o tipo de conexão entre eles, ou seja, juntas e elementos de forças representados por molas,

amortecedores e atuadores entre os corpos. Na área automobilística, esses aspectos são abordados ao se definir as massas suspensa e não-suspensa, os elementos das suspensões conectados por juntas ideais, tais como: revolução, cilíndrica, planar, etc., molas, coxins, amortecedores, pneus e atuadores representados por forças. Neste contexto, os sistemas multicorpos têm se mostrado uma poderosa ferramenta para inferir sobre a performance dinâmica de um veículo. Em função disso, a pesquisa nesta área é contínua e os desafios se encontram na inclusão de corpos flexíveis em ambientes multicorpos, formulação de modelos a partir de software de desenho, identificação de parâmetros, otimização dos projetos desenvolvidos em ambiente multicorpos, análise de durabilidade, modelagem de contato e impacto, interação com fluídos, extensões para controle de sistemas, sistemas não-holônomicos, códigos para integração de equações algébrico-diferenciais, simulações em tempo real, entre outros (SCHIEHLEN, 1997).

1.1 MOTIVAÇÃO

Trabalhos como PERSEGUIM (2005) e COSTA *et al.* (1999), demonstram que a utilização de modelos matemáticos, com a aplicação de ferramentas em ambientes multicorpos, no estudo da dinâmica vertical de veículos de passeio e de carga já é uma prática habitual na busca por melhores níveis de conforto nestes veículos. Além da melhoria do conforto dos veículos a utilização de análises baseadas em modelagens dinâmicas e simulações nestes estudos, aplicadas nas fases iniciais, reduz o tempo e custo de projeto (KÖRTUM & SCHIEHLEN, 1985).

Já nos veículos de competição, o conforto geralmente é colocado em segundo plano. Na busca pela melhor performance e dirigibilidade as suspensões são projetadas com rigidez e, conseqüentemente, frequências naturais elevadas que resultam em vibrações incômodas para os pilotos. No caso de provas *off-road* de longa duração estas vibrações podem causar desgastes nos competidores e redução na velocidade média dos veículos (MOMYIAMA *et al.*, 1998).

A principal motivação deste trabalho é aproximar estas duas realidades aplicando no projeto das suspensões de um veículo de competição *off-road* a metodologia de estudo de dinâmica vertical e os critérios de conforto desenvolvidos para veículos de passeio. Desta maneira o conhecimento teórico de engenharia poderá ser aplicado no ambiente de competição e se tornar uma vantagem competitiva para seus usuários.

1.2 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo o estudo da dinâmica vertical de um veículo *off-road* de competição e do comportamento elastocinemático de suas suspensões primárias de duplo estágio com o auxílio de uma ferramenta computacional de simulação de sistemas multicorpos denominada MSC-ADAMS (*Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems*).

Os subsistemas das suspensões primárias e do sistema de direção foram modelados em ambiente multicorpos, através de elementos de força, juntas cinemáticas e corpos rígidos. Os modelos do conjunto suspensão dianteira com sistema de direção e da suspensão traseira foram submetidos a simulações do trabalho das suspensões e seu comportamento elastocinemático foi analisado. A massa suspensa do veículo foi modelada através de um corpo rígido e este modelo, juntamente com os anteriores, compuseram o modelo em ambiente multicorpos do veículo completo. Através da análise modal do veículo completo foram definidos os valores de rigidez e de amortecimento dos elementos de força utilizados. Posteriormente o modelo de veículo completo é submetido a uma simulação de passagem por trecho de pista onde é avaliado a vibração experimentada por seus ocupantes.

1.3 DIVISÃO DOS CAPÍTULOS

O Capítulo 2 é a revisão da literatura à respeito do estudo da dinâmica vertical, a aplicação destes estudos na engenharia de veículos de competição e da modelagem utilizando a técnica de sistemas multicorpos.

O Capítulo 3 aborda o equacionamento dos parâmetros de suspensão analisados pelo programa MSC-ADAMS utilizado neste trabalho.

O Capítulo 4 apresenta o desenvolvimento dos modelos em sistemas multicorpos de cada subsistema do veículo e a construção do modelo completo no programa MSC-ADAMS-Car.

O Capítulo 5 apresenta os resultados e as análises realizadas com os modelos dos subsistemas e do veículo completo.

O Capítulo 6 apresenta discussões de possíveis trabalhos futuros e a conclusão sobre o trabalho realizado.

2 Revisão da literatura

2.1 INTRODUÇÃO

O objetivo deste capítulo é apresentar uma revisão de literatura sobre os aspectos mais relevantes para o desenvolvimento deste trabalho. A revisão da literatura está subdividida no histórico do estudo da dinâmica vertical e conforto de veículos, nos estudos de dinâmica vertical e conforto de veículos de competição e na modelagem através dos sistemas multicorpos.

Primeiramente será abordado o estudo da dinâmica vertical de veículos. Um resumo histórico, desde os primeiros trabalhos de dinâmica veicular, será apresentado na seção destinada a de dinâmica vertical de veículos de passeio e de carga. Em seguida, é apresentado um relato sobre a aplicação dos estudos de dinâmica vertical no desenvolvimento de veículos de competição.

Finalmente, também é apresentada uma revisão da literatura sobre sistemas multicorpos, apresentando alguns dos trabalhos que mais contribuíram para o desenvolvimento desta área.

2.2 DINÂMICA VERTICAL (RIDE)

O termo “suspensão” surgiu quando as carruagens eram literalmente suspensas por molas fixadas ao teto da estrutura desses veículos. A utilização destas molas nas carruagens puxadas por cavalos demonstra que a busca por conforto em veículos é antiga e antecede o próprio automóvel. Mas foi no início do século XX que surgiram os primeiros estudos de engenharia, utilizando modelos matemáticos focados nos parâmetros de suspensão e na avaliação de conforto dos veículos.

LANCHESTER (1907) definiu critérios de conforto com base no período de oscilação do modo de vibrar com movimento vertical puro (*bounce*) da massa suspensa. Partindo do princípio que quanto maior o período maior o conforto foi definido o critério de freqüências natural de 90 ciclos/min (1.50 Hz) para garantir o conforto necessário. Valores acima de 100 ciclos/min (1.67 Hz) eram considerados insatisfatórios. Lanchester também identificou a necessidade de eliminar as oscilações tão logo elas iniciassem, evitando a ocorrência de excitações sincronizadas de movimento oscilatório. Mas como os amortecedores ainda eram recentes maior atenção foi dada para a utilização de feixes de mola que dissipavam energia através do atrito entre as lâminas.

Um avanço importante, não só no conforto mas em toda a dinâmica dos automóveis foi a implementação dos pneumáticos no lugar dos pneus sólidos usados até então. LITCHFIELD (1913) apresentou as vantagens da utilização de pneumáticos em bicicletas para os engenheiros automotivos. As bicicletas com pneus sólidos eram satisfatórias para pistas de boa qualidade, mas em pistas irregulares os ciclistas deviam reduzir a velocidade para suportar os impactos. Com a aplicação dos pneumáticos os impactos transmitidos ao usuário foram significativamente reduzidos e a resistência ao rolamento em pisos irregulares ou macios diminuiu.

ROWELL (1922) utiliza modelos matemáticos com complexidade crescente para avaliar as funções da suspensão. Com um modelo de 1 grau de liberdade demonstra que o comportamento da massa suspensa depende da razão rigidez por massa (k/m). Com um modelo plano Rowell propõe o estudo dos modos de vibrar e freqüências naturais (*bounce* e *pitch*) para avaliar o comportamento da massa suspensa. Utilizando parâmetros de um carro da época os seguintes modos de vibrar foram definidos:

- *Bounce* predominante com centro de oscilação à frente do eixo dianteiro com freqüência de 100 ciclos/min (1.67Hz)
- *Pitch* predominante com centro de oscilação entre o CG e o eixo traseiro com freqüência de 150 ciclos/min (2.5Hz)

Com um modelo de 2 graus de liberdade na vertical Rowell representa os movimentos de massa suspensa e não suspensa. Rowell ressalta a

necessidade de elementos dissipadores de energia na suspensão, mas alerta que o atrito dos feixes de mola utilizados com esta finalidade poderia elevar a rigidez efetiva das molas para até 10 vezes o valor nominal. É mencionado o potencial futuro da utilização de amortecedores em conjunto com molas helicoidais.

Alguns trabalhos já tentavam definir uma maneira de quantificar a sensação de conforto (*ride sensation*). BROWN (1928) sugere a utilização de medições de aceleração nos eixo e chassi para avaliar a influência das molas e amortecedores na sensação de conforto para os ocupantes. Já MOSS (1931) focou sua atenção nos efeitos causados pela exposição à vibração em longos trechos nos motoristas. Foi verificada diminuição da velocidade de reação, redução na capacidade de cálculo mental e perda de equilíbrio. Com isto o trabalho concluiu que as manifestações subjetivas de desconforto eram maiores do que os resultados indicados nos testes realizados.

O trabalho de BROULHIET (1933) apresentou aos Estados Unidos os trabalhos realizados na França sobre *ride*. Os franceses utilizavam frequência natural do modo de vibrar com movimento predominante na dianteira do veículo maior do que a frequência natural da traseira. Eles defendiam a utilização do amortecimento viscoso no lugar do atrito seco e defendiam também a utilização de suspensões independentes por permitirem o uso de molas de menor rigidez sem comprometer outras características do veículo.

OLLEY (1934) considera as localizações dos centros de oscilação e os valores de frequência dos modos de vibrar de massa suspensa para fazer as avaliações de *ride*. Já era observado que os valores reais de frequência eram superiores aos valores básicos, calculados para o modelo de massa mola em função da razão massa mola (k/m). O *pitch* apresentava oscilação predominante na dianteira com frequência 15 % maior do que a frequência básica. O *bounce* (predominante traseira) possuía frequência 10 % acima da básica. Olley sugere a busca por um "*flat ride*", ou seja, resposta do veículo com movimento predominante na vertical, com pouca oscilação angular em *pitch*. Para isso, ele sugere a redução da rigidez vertical na suspensão dianteira, invertendo os centros de oscilação (COs) dos modos de massa suspensa do veículo. O modo de *bounce* passa a ter o CO atrás do eixo

traseiro e o CO do modo de *pitch* passa para frente do CG. Para a nova característica proposta para os veículos, o valor de rigidez das molas traseiras passam a ser o grande determinante da frequência de *pitch*, o que inviabiliza o enrijecimento dessas molas. Portanto, a única forma de se obter os modos desejados é com a diminuição da rigidez das molas dianteiras. Para obter uma suspensão dianteira com baixa rigidez sem comprometer o comportamento do veículo Olley sugere a utilização de suspensões independentes com barras estabilizadoras na dianteira.

COX (1955) demonstra que é possível entender características globais do comportamento do veículo em *ride* através de modelos simples, contendo corpos rígidos, molas lineares e amortecimento proporcional à velocidade. Cox utiliza um modelo de 2 graus de liberdade (GL) para apresentar os efeitos dos modos de vibrar de massa suspensa e não suspensa na transmissibilidade de vibrações entre pista e chassis. COX também apresenta o equacionamento para o modelo plano de 2 GL que representa os movimentos de *bounce* e *pitch* da massa suspensa, mencionando a possibilidade de desacoplamento dos movimentos nos 2 modos de vibrar. No entanto o trabalho não menciona vantagens ou desvantagens em se buscar o desacoplamento ou com relação à razão entre as frequências de *bounce* e *pitch*.

OLLEY (1955) apresenta um estudo sobre suspensões de veículo comerciais, no qual são apresentadas vantagens e desvantagens dos feixes de molas, suspensões pneumáticas e suspensões de elementos de borracha. O trabalho também apresenta alguns conceitos de suspensões dianteiras independentes e traseiras de eixo rígido para ônibus, nas quais utilizavam-se elementos cilíndricos de borracha de grandes dimensões para conectar os elementos da suspensão na estrutura do veículo. Com a aplicação destes elementos cilíndricos em um ônibus e com os valores de frequência natural dos modos de vibrar de massa suspensa com movimento predominante na dianteira em 1.23 Hz com veículo vazio e 1.03 Hz carregado, e com movimento predominante na traseira, em 1.15 Hz, com veículo vazio e 1.00 Hz carregado, foi alcançado um excelente nível de conforto, considerado um *luxury ride*.

JANEWAY (1958) apresenta os primeiros resultados do sub-comitê criado na SAE (*Society of Automotive Engineers*) especialmente para estudar o

ride de conjuntos cavalo carreta. O objetivo era investigar a influência das características dinâmicas do veículo nas amplitudes de resposta impostas ao motorista, passageiro, componentes do veículo e na carga. Esse trabalho originou-se de solicitações dos fabricantes dos cavalos e das carretas, pois se tornou urgente à busca para soluções de problemas relativos ao *ride* desses veículos. O principal resultado relativo à tolerância do ser humano mostra que os limites suportados na direção longitudinal, na altura da cabeça do motorista, são aproximadamente 4 vezes menores do que os limites obtidos para direção vertical. Foram apresentadas algumas propostas de melhorias nos aspectos dinâmicos desses veículos. A troca dos feixes de mola que, quando bloqueados devido ao significativo atrito entre as lâminas causavam elevada rigidez da suspensão, por elementos com baixo nível de atrito. Aumento dos valores de deflexão estática nas suspensões das 3 polegadas encontrados em média na época para valores acima de 5 polegadas, a fim de reduzir as freqüências de massa suspensa. A aplicação das mesmas 5 polegadas de deflexão estática também nas suspensões da carreta. E o uso de um novo modelo de quinta-roda que elevava o eixo de pivotamento entre cavalo e carreta, reduzindo sua distância na vertical até o centro de oscilação do modo de *pitch* da carreta. Essa alteração também elevava o centro de oscilação do modo de *pitch* do cavalo, reduzindo sua distância vertical até a cabeça do motorista e as amplitudes de oscilação longitudinal

LeFREVE (1965) avalia os modos de vibrar de massa suspensa através dos valores de deflexão estática nas suspensões dianteira e traseira e através da influência do índice dinâmico. O trabalho também avaliou os fenômenos de histerese nas suspensões primárias, localização da quinta-roda, modo de vibrar com flexão vertical do chassi, modos de vibrar de massa não suspensa e modo de vibrar com movimento vertical da carreta. A busca por melhores níveis de conforto em veículos cavalo-carreta levou o foco dos estudos também para a suspensão de cabina. FOSTER (1978) apresenta o desenvolvimento de uma nova suspensão de cabina para caminhões do tipo cavalo. O veículo em questão apresentava freqüências de 3.2, 4.3 e 7.1 Hz, respectivamente para os modos de *bounce*, *pitch* de massa suspensa e flexão vertical de chassi. Os assentos do veículo também foram considerados no estudo. Existiam opções

de bancos com suspensão que proporcionavam baixas frequências para o sistema motorista sobre a suspensão do banco, mas sua configuração não filtrava o movimento de *pitch* do cavalo. Optou-se então pela utilização de uma suspensão de cabina visando gerar uma frequência de 1.0 Hz na direção vertical. Essa alternativa, além de propiciar uma melhor condição de conforto, por filtrar bem as componentes de 3.2, 4.3 e 7.1 Hz, também reduzia significativamente os esforços impostos sobre a cabina em função da torção do chassi e dos impactos da pista.

BEST (1984) relata alguns dos aspectos básicos da dinâmica do veículo relativa ao *ride*, principalmente com relação aos modos de vibrar com movimento de *bounce* e *pitch* de massa suspensa. BEST utilizou um modelo computacional que representava os movimentos vertical, *roll* e *pitch* da massa suspensa e os movimentos verticais da massa não suspensa.

GILLESPIE (1992) divide as vibrações impostas aos ocupantes de veículos de acordo com sua frequência e classifica o *ride* de 0 a 25Hz e ruído de 25 a 20000Hz. O estudo de *ride* é dividido nas fontes de excitação, na resposta dinâmica do veículo e na percepção de conforto dos seres humanos. As principais fontes de excitação consideradas são: a rugosidade da pista, as deformações e desbalanceamento de rodas e pneus, as vibrações decorrentes da rotação do *driveline* (todos os elementos entre o motor e as rodas tracionadas), e as vibrações decorrentes do funcionamento do motor e de seus modos de vibrar sobre sua coxinzagem. Utilizando um modelo de um quarto de veículo o trabalho sugere modos de vibrar de massa suspensa com frequências naturais de 1 a 1.5 Hz com taxa de amortecimento de 40% para veículos de passeio. Com um modelo plano de dois graus de liberdade GILLESPIE estuda os modos de *pitch* e *bounce*, relacionando os centros de oscilação dos movimentos com a razão entre a frequência natural das suspensões dianteira e traseira. Citando os trabalhos de Olley nos anos trinta, o autor demonstra as vantagens da utilização de menor frequência natural de massa suspensa na dianteira do que na traseira, frequência de *pitch* 1.2 vezes maior que a frequência de *bounce*, frequências de massa suspensa inferiores a 1.3Hz e frequência do modo de *roll* próxima das frequências de *bounce* e *pitch*. GILLESPIE também ressalta alguns cuidados na eliminação das vibrações do

veículo. O autor lembra que cada vibração eliminada pode expor outra vibração de menor intensidade, mas que pode ser mais desagradável que a primeira, e que as vibrações são uma importante fonte de informação para o piloto, e que dirigir um veículo sem nenhuma vibração pode ser uma experiência desagradável.

Em 1987, SHARP e CROLLA apresentaram uma revisão de literatura sobre a utilização do modelo de um quarto de veículo para avaliação da suspensão com relação a conforto, redução da variação na força de contato e redução nos esforços transmitidos à carroçaria. Utilizou-se a PSD de deslocamento de um perfil de pista como fonte de excitação. O filtro obtido pelos pneus, ao considerar uma região de contato de aproximadamente 25 cm de comprimento, também é esclarecido. No entanto, para as avaliações em questão, optou-se pela utilização de um único ponto de contato, pois para velocidades acima de 15 m/s, as ondas de 0.25 m de comprimento ou menores resultam em frequências acima do limite considerado nesse estudo, 20 Hz.

Em 1988, HROVAT utilizou um modelo 2 GL (meio veículo) para avaliar a influência da massa não suspensa e do amortecimento da suspensão primária no conforto e no contato pneu pavimento. Utilizou-se uma descrição de pista como ruído branco na sua PSD de velocidade, multiplicada pela velocidade do veículo, para a obtenção da entrada do modelo. O trabalho conclui que fatores de amortecimento entre 0.2 e 0.4, para o modo de vibrar com movimento predominante de massa suspensa, proporcionam os melhores resultados para os dois critérios, conforto e contato pneu pavimento.

AHLIN & GRANLUND (2002) apresenta a tentativa de gerar um padrão de relacionamento entre o IRI (*International Roughness Index*), índice comumente usado para descrever a rugosidade de pistas, e os níveis de conforto encontrados nos veículos que trafegam por estas estradas. O IRI é uma medição de curso de suspensão de um veículo de passageiros simulado passando pelo trecho de pista avaliado a 80 km/h. O trabalho utiliza o mesmo modelo matemático de um quarto de veículo (representando os movimentos verticais de massa suspensa e não suspensa) para calcular o IRI e as acelerações usadas na avaliação de conforto de acordo com a norma ISO 2631-1 (1997). O trabalho conclui que o fator de conversão de IRI para o nível

de conforto descrito na ISO 2631-1 (1997) pode variar em até 30 vezes seu valor devido a variações de rugosidade e de velocidade do veículo. Portanto o trabalho recomenda que os fabricantes de rodovias utilizem, além do IRI, resultados de análise de conforto na definição da rugosidade das pistas.

Programas de engenharia em ambiente multicorpos, como o MSC ADAMS tem sido aplicados no estudo da dinâmica vertical e análise de conforto de veículos comerciais desenvolvidos no Brasil. Trabalhos como PERSEGUIM *et. al* (2000) e HERRMANN *et al* (2002) demonstram como os estudos de conforto de veículos cavalo-carreta são realizados. Cada subsistema é modelado em ambiente multicorpos, através de elementos de força, juntas cinéticas e corpos rígidos ou flexíveis. É realizado a análise modal de cada subsistema em separado e então é montado o modelo de veículo completo. Este modelo é utilizado na definição dos modos de vibrar de massa suspensa e não suspensa do veículo e na simulação de passagem por trecho de pista. Os valores de aceleração obtidos nesta simulação são usados para avaliar o nível de conforto de cada veículo.

2.2.1 DINÂMICA VERTICAL DE VEÍCULOS DE COMPETIÇÃO

O objetivo técnico em competições automobilísticas é alcançar uma configuração de veículo, aceitável de acordo com as interpretações das regras, que pode transpor um certo trajeto no menor tempo possível quando operado manualmente por um piloto utilizando as técnicas dentro de suas habilidades (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995)

Na busca desta configuração de veículo, engenheiros projetam sistemas mecânicos usando várias técnicas. Sistemas de suspensão modernos são mecanismos complexos que requerem que compromissos de projeto sejam realizados na definição de seus atributos de performance. Várias técnicas são usadas por diferentes autores em uma relação de compromisso, principalmente simulações dinâmicas e estáticas e medições experimentais. Na prática, os engenheiros combinam estas ferramentas. A integração destas técnicas para otimizar o projeto do sistema dinâmico, com máxima eficiência, é raramente descrito na literatura, principalmente dentro do ambiente de competição.

O trabalho de JENKINS (2000) demonstra, como o conhecimento de engenharia é codificado e transmitido dentro do ambiente de competição automobilística. Considerando como estudo de caso a implementação do efeito solo nos chassis de Fórmula 1 na década de setenta ele nos mostra que a vantagem competitiva está na transferência do conhecimento baseado em teorias, conceitos fundamentais de projeto, para o conhecimento relacionado a aplicações práticas na construção e instrumentação dos projetos. Deste modo, apesar da teoria de simulação de solo na aerodinâmica de automóveis estar disponível para todas as equipes em 1968 somente após a Lótus lançar seu modelo com efeito solo em 1978 (e ganhar o campeonato) que as equipes puderam verificar e entender a aplicação desta teoria. A vantagem da Lótus não foi na descoberta do efeito solo e sim na aplicação de uma teoria conhecida.

Quando DEAKIN, *et al.* (1998) afirmam que para um veículo de passageiros o conforto (*ride sensation*) é prioridade junto com a estabilidade e alguns parâmetros de dirigibilidade que garantam a segurança do veículo, mas que carros de corrida entretanto, precisam apresentar alta performance apenas na dirigibilidade com o conforto sendo geralmente sacrificado, podemos perceber que o estudo de conforto (*ride*) geralmente fica no campo do conhecimento teórico, sem a aplicação prática na engenharia de competição. A mesma situação é apontada por ZAPLETAL (2000) ao afirmar que a introdução dos carregamentos aerodinâmicos obrigou os engenheiros a utilizarem suspensões cada vez mais rígidas.

MILLIKEN & MILLIKEN, (1995) aponta as seguintes especificações principais no projeto de um veículo de competição:

- Performance: Para um novo projeto é necessário determinar objetivos de performance, admitindo que eles poderão ser alterados durante o desenvolvimento do projeto. Tais objetivos estão relacionados com a dinâmica longitudinal do veículo, como capacidade de aceleração e velocidade máxima.
- Dirigibilidade: O projeto deve apresentar as qualidades de dirigibilidade que permitirão que o piloto, ao utilizar o veículo, consiga atingir os objetivos de performance definidos. É o

estudo da dinâmica lateral do veículo. Segundo o autor este é o estágio em que deve ser feita a maior quantidade de análises para garantir a qualidade do projeto.

- Estrutura: Análise estrutural dos componentes do veículo como rigidez torsional de chassis e tensões verificadas nas peças durante a utilização do veículo.
- Segurança e acomodação do piloto: Tamanho do *cockpit*, visão do piloto, banco e cinto de segurança confortáveis, temperatura do *cockpit* também contribuem na performance do piloto. Além disto o projeto deve atentar para os itens de segurança como células de sobrevivência e materiais a prova de fogo.
- Pneus: É geralmente dito que o projeto de um carro de corrida deve sobretudo otimizar o uso dos pneus.
- Elementos ajustáveis: O projeto de veículos de competição deve apresentar a capacidade de ajuste de alguns parâmetros para que o carro possa se adaptar pra diferentes condições de corrida. Estes ajustes incluem, distribuição de peso através de lastro móvel, aerodinâmica (com modificação do posicionamento das asas e aerofólios) e de parâmetros de suspensão, como molas, amortecedores e geometria ajustáveis.

Estas especificações de projeto contemplam a dinâmica longitudinal e lateral do veículo mas deixam em segundo plano a dinâmica vertical. E mesmo quando a dinâmica vertical é estudada, através de modelos matemáticos ou da utilização de simuladores de pista (*7-post shakers*) o foco é mantido na dirigibilidade ou no dimensionamento estrutural do veículo, como em KELLY *et al.* (2002) e MILLER(2002).

MILLIKEN & MILLIKEN, (1995) determina como primeiro parâmetro no cálculo do *ride* de veículos de competição o curso de trabalho da suspensão. Os seguintes valores são apresentados:

- Caminhões *off-road* : 12 polegadas.
- Carros de passageiros: 4 polegadas.

- Carros esporte e pequenos fórmulas (sem efeitos aerodinâmicos): 2 a 4 polegadas.
- Carros da Fórmula Indy ou Fórmula 1 (com efeitos aerodinâmicos): 0.5 polegadas.

A partir destes valores de curso de suspensão MILLIKEN & MILLIKEN, (1995) sugerem os seguintes valores de frequência natural para os modos de vibrar de veículos de competição:

- Carros tipo sedan, sem efeito aerodinâmico: 1.6 a 2.0 Hz com frequência maior na dianteira.
- Carros com efeito aerodinâmico: 3.0 a 5.0 Hz com frequência maior na dianteira.

Tal situação é compreensível para veículos de competição de curta e média duração e que trafeguem em autódromos e pistas controladas, onde a vibração imposta aos ocupantes do veículo ainda se apresenta suportável, sem comprometer a performance do piloto. Mas quando o veículo em questão é utilizado em competições *off-road* de longa duração estas vibrações e a sensação de conforto dos ocupantes pode alterar significativamente a performance dos ocupantes e conseqüentemente o resultado da competição.

IWATA (1998) nos mostra como o comportamento das suspensões primárias pode ser decisivo em um rally de longa duração. Com o aumento de 40% na força de amortecimento da suspensão traseira foi possível aumentar a velocidade de passagem por obstáculos que causam salto do veículo sem o perigo de ocorrer um ângulo de *pitch* que cause o capotamento de frente do veículo, conforme figura 2.1 abaixo.

Figura 2.1 Gráfico do ângulo de *pitch* por velocidade do veículo em saltos

O desenvolvimento do projeto do caminhão Hino vencedor do Rally Dakar de 1997 (MOMYIAMA, *et al.*, 1998) demonstra como o estudo de conforto da dinâmica vertical e do comportamento elastocinemático das suspensões primárias pode aumentar a velocidade média de prova em 15km/h, em relação ao modelo anterior.

O trabalho analisa que o modelo 97 dificilmente utilizava toda a potência do motor em função de severos impactos e de instabilidade direcional com o trabalho das suspensões primárias durante o tráfego nos ondulados trechos de areia e rochas. O veículo apresentou uma maior diferença de velocidade média em relação ao vencedor justamente nas etapas com trechos de pista mais severos.

Para o desenvolvimento do modelo 97 foram construídas pistas de testes com obstáculos semelhantes aos encontrados durante a competição. Foram medidas a aceleração vertical da cabina e o deslocamento vertical das massas não suspensas dianteira e traseira do modelo 96 ao passar pelos obstáculos. A medição da aceleração vertical demonstrou que apesar da alta rigidez das molas ocorreram picos acima de 4g devido à ocorrência de batente nas suspensões dianteira e traseira. Conforme pode ser observado na figura 2.2 abaixo.

Figura 2.2 Medições de deslocamento das rodas e aceleração vertical na cabina do caminhão Hino modelo 1996

Um estudo de conforto com a utilização do modelo plano apresentado na figura 2.3 definiu a redução do valor de rigidez das molas de 22kgf/mm para 14kgf/mm e o aumento do curso da suspensão de 85mm para 135mm na dianteira e de 104mm para 136mm. Para atingir estes valores foram utilizados feixes de mola parabólicos no lugar dos trapezoidais do modelo 97.

Figura 2.3 Modelo plano do caminhão Hino

A figura 2.4 demonstra os parâmetros utilizados na definição dos valores de rigidez, amortecimento e curso das suspensões. A análise elastocinemática da suspensão definiu a utilização de tirantes que aumentaram a estabilidade direcional em altas velocidades sobre pista ondulosa.

Figura 2.4 Definição da dinâmica vertical do caminhão Hino modelo 1997

2.3 *MODELAGEM ATRAVÉS DE SISTEMAS MULTICORPOS*

Os sistemas multicorpos são ferramentas eficientes para simular problemas de dinâmica não-lineares de mecanismos, sendo a modelagem feita com corpos rígidos e flexíveis, juntas cinemáticas e elementos de força. A dinâmica de multicorpos é baseada na mecânica clássica e, na engenharia, se aplica a cálculos de comportamento de mecanismos.

Segundo HUSTON & KAMMAN (2000), as questões mais importantes ao se utilizar simulação numérica de sistemas multicorpos são, o quão bem o sistema multicorpos está representando o sistema real, quanto eficiente é a simulação e quanta acuidade tem a simulação.

A abordagem de sistemas multicorpos foi introduzida na área de mecânica e de transportes terrestres no final dos anos 60, início dos anos 70, e foram encontradas dificuldades com encadeamentos cinemáticos fechados e vínculos não holonômicos raramente encontrados nas aplicações espaciais (BARBIERI, 2002). Estes aspectos foram abordados no trabalho de

ORLANDEA e CHACE (1977) que deu origem ao programa ADAMS. Devido a intenção de abordar sistemas de diversa natureza, resultou em um sistema grande, cuja solução necessita utilizar a técnica de matrizes esparsas. Um algoritmo Newton-Rapson é utilizado para a solução da parte algébrica, ao passo que o método de Gear é utilizado para a integração das equações diferenciais (RYAN, 1990).

A complexidade e custos envolvidos durante o desenvolvimento de novos veículos fazem com que análises baseadas em modelagens dinâmicas e simulações se tornem necessárias em estágios iniciais do desenvolvimento. Mesmo que as simulações sejam uma poderosa ferramenta, testes experimentais são imprescindíveis. No entanto, eles podem ser realizados ao nível de componentes utilizando conceitos de subestruturação e no final do desenvolvimento com o veículo completo (KÖRTUM & SCHIEHLEN, 1985).

A indústria de veículos é uma das indústrias onde aplicações de conceitos mecatrônicos estão presentes no desenvolvimento de novos sistemas. A principal dificuldade no desenvolvimento de um produto mecatrônico, no caso um veículo, é o desenvolvimento de uma dinâmica funcional (VALÁŠEK, 1999). Atualmente, existem vários programas de simulação capazes de analisar a dinâmica de um veículo, o que se tornou uma etapa fundamental no desenvolvimento e aprimoramento de conceitos avançados em veículos. VALÁŠEK (1999) faz uma abordagem sobre todos as ferramentas disponíveis no mercado, como por exemplo ferramentas de CAD, ferramentas de otimização, ferramentas de equacionamento matemático e modelagem de blocos, ferramentas de elementos finitos e multicorpos, entre outras e suas aplicações e VEILT *et. al.* (1999) mostra como essas aplicações podem ser integradas durante a fase de desenvolvimento e análise.

CHANG e HUSTON (1995) apresentaram métodos computacionais para estudo de impacto em sistemas multicorpos, através de do uso de equações algébricas para incremento de velocidade. Na década de 90, vários esforços de pesquisa foram direcionados para o tratamento de modelagem em ambiente multicorpos com estruturas flexíveis, e muito se evoluiu na integração com programas de elementos finitos, bem como com sistemas de controle.

Hoje em dia, os desafios se encontram na inclusão de corpos flexíveis em ambientes multicorpos, na formulação de modelos a partir de software de desenho (CAD), na identificação de parâmetros, na otimização dos projetos desenvolvidos em ambiente multicorpos, na análise de durabilidade, na simulação de contato e impacto, na interação com fluidos, nas extensões para controle de sistemas, sistemas não-holonômicos, nos códigos para integração de equações algébrico-diferenciais, nas simulações em tempo real, entre outros (SCHIEHLEN, 1997).

3 Revisão teórica

3.1 INTRODUÇÃO

O objetivo deste capítulo é apresentar uma revisão da teoria aplicada no desenvolvimento deste trabalho. A revisão da teoria está subdividida em seções que apresentam o sistema de coordenadas definido pela SAE (Sociedade de Engenharia Automotiva) e os cálculos das características de suspensão e esterçamento que o programa MSC-ADAMS-Car realiza durante a análise elastocinemática de suspensões primárias de veículos automotivos.

3.2 SISTEMA DE COORDENADAS

Estudar o comportamento e os movimentos do veículo sobre o pavimento é o objetivo do estudo da dinâmica de veículos. Os movimentos do veículo são definidos com referência a um sistema de coordenadas ortogonais fixo ao centro de gravidade (CG) do veículo e pela convenção SAE (Sociedade de Engenharia Automotiva). Essas coordenadas são apresentadas na figura 3.1.

Figura 3.1 Sistema de coordenadas SAE

x – para frente e no plano longitudinal de simetria

y – lateral para o lado direito do veículo

z – vertical para baixo em relação ao veículo

p – velocidade de rolagem em torno do eixo x (*roll*)

q – velocidade de arfagem em torno do eixo y (*pitch*)

r – velocidade de guinada em torno do eixo z (*yaw*)

Os movimentos de rotação em torno dos eixos descritos acima são usualmente denominados pelas expressões na língua inglesa, *roll* para o movimento em torno do eixo x , *pitch* para o movimento em torno do eixo y , e *yaw* para o movimento em torno do eixo z . Os movimentos de vertical puro (*bounce*), *roll* e *pitch* são os de maior importância no estudo da dinâmica vertical e serão, portanto, os movimentos abordados neste trabalho.

3.3 ELASTOCINEMÁTICA NO MSC-ADAMS-CAR

As características de suspensão e esterçamento que o ADAMS calcula são baseados na geometria de suspensão, na matriz de elasticidade ou em ambos. A geometria de suspensão se refere a posição e orientação dos corpos que a compõem, em relação ao referencial inercial (*ground*), durante a movimentação de articulação da suspensão. A orientação do eixo de rolagem da roda, por exemplo, é usado para computar os ângulos de câmbor e esterçamento. A matriz de elasticidade expressa os movimentos da suspensão devido a aplicação de forças no centro da roda. O ADAMS calcula a matriz de elasticidade da suspensão para cada posição que ela assume durante seu movimento de articulação.

A matriz de elasticidade (ou, em inglês, *compliance*) $[C]$ do sistema é definida como a derivada parcial do deslocamento pela respectiva força aplicada.

$$[C] = \frac{\partial x}{\partial F} \quad (3.1)$$

Se o sistema for considerado linear, é possível prever o movimento do sistema devido a aplicação de uma força de entrada:

$$\{\Delta X\} = [C]\{\Delta F\} \quad (3.2)$$

Nesta perspectiva, o elemento c_{ij} é o deslocamento do grau de liberdade i do sistema devido a aplicação de uma força unitária no grau de liberdade j . Assim o ADAMS utiliza uma matriz 12x12 para relacionar o movimento dos centros das rodas direita e esquerda com forças e torques unitários aplicados nos centros das rodas. A matriz C tem a seguinte fórmula:

$$\left\{ \begin{array}{l} X \\ Y \\ Z \\ AX \\ AY \\ AZ \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{rodaesquerda} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \left\{ \begin{array}{l} C(1,1) \quad C(1,2) \quad \dots \quad C(1,12) \\ C(2,1) \quad C(2,2) \quad \dots \quad C(2,12) \\ C(3,1) \quad C(3,2) \quad \dots \quad C(3,12) \\ \bullet \\ \bullet \\ \bullet \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} FX \\ FY \\ FZ \\ TX \\ TY \\ TZ \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{rodaesquerda} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \left\{ \begin{array}{l} X \\ Y \\ Z \\ AX \\ AY \\ AZ \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{rodadireita} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \left\{ \begin{array}{l} C(7,1) \\ C(8,1) \\ C(9,1) \\ \bullet \\ \bullet \\ C(12,1) \quad C(12,2) \quad \dots \quad C(12,12) \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} FX \\ FY \\ FZ \\ TX \\ TY \\ TZ \end{array} \right. \begin{array}{l} \text{rodadireita} \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \right\} \quad (3.3)$$

Deste modo o elemento $C(3,3)$ é o deslocamento vertical do centro da roda esquerda devido a uma força vertical unitária aplicada no centro da roda esquerda. Elemento $C(3,9)$ é o movimento vertical do centro da roda esquerda devido a uma força vertical unitária aplicada no centro da roda direita. Para uma suspensão independente sem barra estabilizadora, $C(3,9)$ é zero já que uma força vertical na roda direita não irá causar movimento na roda esquerda. Os outros elementos da matriz são definidos da mesma forma.

3.3.1 CÂMBER

Câmbor é o ângulo entre o plano da roda e o eixo vertical do veículo, medido no centro da roda de acordo com a figura 3.1. É positivo quando a parte superior da roda se inclina pra fora do veículo.

Figura 3.2 Ângulo de câmbor

Para calcular o ângulo de câmbor o ADAMS utiliza a orientação dos eixos do centro da roda (*spin axis*)

$$\text{camber} = -\arcsin(\text{spinaxis} \cdot \hat{z}) \quad (3.4)$$

3.3.2 CÁSTER

Cáster é o ângulo, na vista lateral (plano XZ do veículo), entre o eixo de esterçamento (*kingpin*) e o eixo vertical do veículo. É positivo quando a parte superior do eixo de esterçamento é inclinada para a traseira do veículo, conforme figura XX.

Figura 3.3 Ângulo de cáster

ADAMS usa as projeções do eixo de esterçamento nos eixos X e Z do veículo (s_x e s_z) para calcular o ângulo de cáster:

$$s_x = \text{steer_axis} \bullet \text{road_x_axis} \quad (3.5)$$

$$s_z = \text{steer_axis} \bullet \text{road_z_axis} \quad (3.6)$$

$$\text{caster} = \arctan(s_x/s_z) \quad (3.7)$$

3.3.3 KINGPIN

Ângulo de inclinação do *kingpin* é o ângulo, na vista frontal (plano YZ do veículo), entre o eixo de esterçamento (*kingpin*) e o eixo vertical do veículo. É positivo quando a parte superior do eixo de esterçamento é inclinada para o interior do veículo, conforme figura 3.3.

Figura 3.4 Inclinação do *kingpin*

O ADAMS usa as projeções do eixo de esterçamento nos eixos Y e Z do veículo (s_y e s_z) para calcular o ângulo de *kingpin*.

Esquerda:

$$s_y = \text{steer_axis} \bullet \text{road_y_axis} \quad (3.8)$$

$$s_z = \text{steer_axis} \bullet \text{road_z_axis} \quad (3.9)$$

Direita:

$$s_y = -(\text{steer_axis} \bullet \text{road_y_axis}) \quad (3.10)$$

$$s_z = \text{steer_axis} \bullet \text{road_z_axis} \quad (3.11)$$

Kingpin:

$$\text{caster} = \arctan(s_x/s_z) \quad (3.12)$$

3.3.4 ÂNGULO DE CONVERGÊNCIA

Ângulo de convergência (*toe*) é o ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e a linha de intersecção do plano da roda e do plano XY do veículo. É positivo quando a parte frontal da roda é inclinada para o interior do veículo, conforme figura 3.4.

Figura 3.5 Ângulo de convergência (*toe*)

ADAMS usa as projeções da linha de intersecção do plano da roda e do plano XY do veículo nos eixos X e Y do veículo (s_y e s_x) para calcular o ângulo de convergência.

Esquerda:

$$s_y = \text{steer_axis} \bullet \text{road_y_axis} \quad (3.13)$$

$$s_x = \text{steer_axis} \bullet \text{road_x_axis} \quad (3.14)$$

Direita:

$$s_y = (\text{steer_axis} \bullet \text{road_y_axis}) \quad (3.15)$$

$$s_x = -\text{steer_axis} \bullet \text{road_x_axis} \quad (3.16)$$

Convergência (*toe*):

$$toe = \arctan(sx/sy) \quad (3.17)$$

3.3.5 LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE ROLAGEM (ROLL CENTER)

Centro de rolagem (*roll center*) é o ponto na vista frontal do veículo (plano YZ, passando pelos centro das rodas) no qual forças laterais podem ser aplicadas na massa suspensa sem causar a rolagem do veículo. A posição deste ponto no ADAMS é descrita através de sua altura (*roll center height*) e de sua distancia lateral ao centro da roda (*lateral to right e lateral to left patch*) conforme, conforme figura 3.5.

Figura 3.6 Localização do *roll center*

Para o cálculo da localização do *roll center* o ADAMS utiliza como entrada a localização dos pontos de contato do pneu com o solo (no plano do centro da roda) e a matriz de *compliance* nestes pontos. Uma força unitária vertical (perpendicular ao solo) é aplicada nos pontos de contato e os deslocamentos verticais e longitudinais destes pontos são medidos. O ADAMS então projeta linhas perpendiculares aos deslocamentos da direita e esquerda e o *roll center* é o cruzamento destas linhas.

3.3.6 CÁSTER MOMENT ARM

Cáster *moment arm* (braço de momento do cáster) é a distância do ponto da intersecção do eixo de esterçamento (*kingpin axis*) e o plano do solo até a o ponto de contato do pneu com o solo, medida ao longo da intersecção do plano da roda com o plano da pista. É positivo quando a projeção do eixo de esterçamento (*kingpin axis*) e o plano do solo estão à frente do ponto de contato do pneu com o solo, de acordo com a figura 3.7.

Figura 3.7 Cáster *moment arm*

Para calcular o cáster *offset* o ADAMS utiliza como dados de entrada, a localização de um ponto (R_s) do eixo de esterçamento, o vetor unitário do eixo de esterçamento (s), o ponto de contato do pneu com o solo (R_p), o vetor unitário do eixo da roda (w), e o vetor unitário normal a pista (k). Por convenção o vetor unitário do eixo de esterçamento (s) é direcionado para o alto (se distanciando da pista) e o plano da pista tem altura igual a zero.

Primeiramente é calculado o ponto de intersecção do eixo de esterçamento com o plano do solo (R_{kr}):

$$R_{kr} = R_s - (R_s \bullet k) / (s \bullet k) s \quad (3.2.1)$$

O ADAMS então define um vetor unitário (l) direcionado para a traseira do veículo ao longo da linha de intersecção do plano da roda com o plano da pista:

$$l = k \times w / |k \times w| \quad (\text{roda esquerda}) \quad (3.18)$$

$$l = k \times -w / |k \times -w| \quad (\text{roda direita}) \quad (3.19)$$

A distância ao longo de l do ponto de conato do pneu até a intersecção do eixo de esterçamento com o plano do solo é dada por:

$$caster_offset = (R_p - R_{kr}) \bullet l \quad (3.20)$$

3.3.7 SCRUB RADIUS

Scrub radius é a distância do ponto da intersecção do eixo de esterçamento (*kingpin axis*) e o plano do solo até a o ponto de contato do pneu com o solo, medida ao longo da projeção do eixo da roda com o plano da pista. É positivo quando a projeção do eixo de esterçamento (*kingpin axis*) e o plano do solo está interior ao ponto de contato do pneu com o solo. Veja figura 3.7.

Para calcular o *scrub radius* o ADAMS utiliza como dados de entrada, a localização de um ponto (R_s) do eixo de esterçamento, o vetor unitário do eixo de esterçamento (s), o ponto de contato do pneu com o solo (R_p), o vetor unitário do eixo da roda (w), e o vetor unitário normal a pista (k). Por convenção o vetor unitário do eixo de esterçamento (s) é direcionado para o alto (se distanciando da pista) e o plano da pista tem altura igual a zero.

Primeiramente é calculado o ponto de intersecção do eixo de esterçamento com o plano do solo (R_{kr}):

$$R_{kr} = R_s - (R_s \bullet k) / (s \bullet k) s \quad (3.21)$$

O ADAMS então calcula a projeção (m) do vetor unitário do eixo da roda (w) no plano da pista:

$$M = (k \times w) \times k \quad (3.22)$$

$$m = M/|M| \quad (3.23)$$

A distância ao longo de l do ponto de conato do pneu até a intersecção do eixo de esterçamento com o plano do solo é dada por:

$$scrub_radius = (R_p - R_{kr}) \bullet m \quad (3.24)$$

3.3.8 WHEEL RATE:

Wheel rate é o coeficiente de rigidez vertical da suspensão, em relação ao chassis, medido no centro da roda.

O ADAMS utiliza a matriz de elasticidade para calcular o *wheel rate* (K_s) como o inverso do deslocamento em z dos centros das rodas devido a aplicação de forças verticais nas duas rodas simultaneamente.

$$K_s = 1/[C(3,3) + C(3,9)] \quad (\text{roda esquerda}) \quad (3.25)$$

$$K_s = 1/[C(9,3) + C(9,9)] \quad (\text{roda direita}) \quad (3.26)$$

3.3.9 RIDE RATE:

Ride rate é o coeficiente de rigidez da suspensão, em relação ao chassis, medido no ponto de contato do pneu com o solo.

Para o calculo do ride rate (K_{total}) o ADAMS utiliza, como dados de entrada a matriz de elasticidade, o *wheel rate* (K_s), e o coeficiente de rigidez vertical do pneu (K_t):

$$K_{total} = K_s \times K_t / (K_s + K_t) \quad (3.27)$$

4 Desenvolvimento do Modelo Multicorpos do Veículo

Este capítulo apresenta a descrição do modelo multicorpos do veículo *off-road* de competição estudado, elaborado no programa MSC-ADAMS-Car. ADAMS é a sigla de *Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems* e o ADAMS-Car é uma versão do programa focada na modelagem, simulação e análise de automóveis e seus subsistemas.

O modelo multicorpos desenvolvido é composto pelos subsistemas: suspensão dianteira, suspensão traseira, direção, chassis e pneus dianteiro e traseiro. Os modelos destes subsistemas são apresentados a seguir.

4.1 CARACTERÍSTICAS GERAIS DO VEÍCULO

O veículo sob estudo é um veículo *off-road* de competição com tração traseira e suspensões independentes na dianteira e na traseira. As características gerais do veículo estão descritas na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Características gerais do veículo estudado

Características do veículo	
Massa total	1100 kg
Massa suspensa na dianteira	395 kg
Massa suspensa na traseira	610 kg
Massa não suspensa na dianteira	45 kg
Massa não suspensa na traseira	50 kg
Distância entre eixo	3700 mm
Bitola dianteira	1790 mm
Bitola traseira	1704 mm

4.2 SUSPENSÃO DIANTEIRA

A suspensão dianteira é uma suspensão independente do tipo duplo-A (*double-wishbone*). Afigura 4.1 apresenta a vista frontal da suspensão dianteira

Figura 4.1 Suspensão dianteira

O modelo da suspensão dianteira no ambiente ADAMS/Car pode ser visto na figura 4.2 e é composto pelos seguintes corpos: braços superiores, braços inferiores, mangas de eixo, barras de direção, molas, amortecedores e batentes.

Figura 4.2 Modelo da suspensão dianteira

A figura 4.3 apresenta as juntas e coxins do subsistema suspensão dianteira que estão numeradas e são descritas na tabela 4.2

Figura 4.3 Juntas e coxins do modelo da suspensão dianteira

Tabela 4.2 Juntas e coxins do modelo da suspensão dianteira

Juntas e coxins da suspensão dianteira	
1	Coxins de ligação entre o braço superior e o chassis
2	Coxins de ligação entre o braço inferior e o chassis
3	Junta esférica entre o braço superior e a manga de eixo
4	Junta esférica entre o braço inferior e a manga de eixo
5	Junta esférica entre a barra de direção e a manga de eixo
6	Junta homocinética entre a barra de direção e a cremalheira
7	Junta de revolução entre o cubo de roda e a manga de eixo

A definição dos valores de rigidez e amortecimento de molas e amortecedores faz parte dos objetivos do trabalho. Os coxins de ligação entre braços de suspensão e chassi têm suas propriedades apresentadas na tabela 4.3. A curva de força por deformação do batente de suspensão utilizada é apresentada na figura 4.4.

Tabela 4.3 Características dos coxins da suspensão dianteira

Coxins da suspensão dianteira		
	Rigidez	Amortecimento
Fx	4 KN/mm	420 Ns/mm
Fy	4 KN/mm	420 Ns/mm
Fz	2 KN/mm	170 Ns/mm
Tx	19KN mm / °	1900 N mm s / °
Ty	19KN mm / °	1900 N mm s / °
Tz	5KN mm / °	580 N mm s / °

Figura 4.4 Curva de força por deformação de batente da suspensão dianteira

4.3 *SUSPENSÃO TRASEIRA*

A suspensão traseira é uma suspensão independente do tipo *semi-trailing arm*. E pode ser vista na figura 4.5

Figura 4.5 Suspensão traseira

Por se tratar de um veículo com tração traseira o modelo da suspensão apresenta elementos do subsistema de transmissão do veículo. O modelo da suspensão traseira no ambiente ADAMS/Car pode ser visto na figura 4.6 e é composto pelos seguintes corpos: braços de suspensão, eixo de transmissão, cubo de roda, eixo de saída do diferencial, molas, amortecedores e batentes.

Figura 4.6 Modelo da suspensão traseira

A figura 4.7 apresenta as juntas e coxins do subsistema suspensão dianteira que estão numeradas e são descritas na tabela 4.4

Figura 4.7 Juntas e coxins do modelo da suspensão traseira

Tabela 4.4 Juntas e coxins do modelo da suspensão traseira

Juntas e coxins da suspensão traseira	
1	Coxins de ligação entre o braço de suspensão e o chassis
2	Junta de revolução entre o cubo de roda e o braço de suspensão
3	Junta homocinética entre o cubo de roda e o eixo de transmissão
4	Junta homocinética entre o eixo de transmissão e a saída do
5	Junta de translação entre a saída do diferencial e o chassis

Em uma suspensão *semi trailing arm*, quando o braço de suspensão rotaciona o eixo que cruza os dois coxins (1) ocorre movimento do centro de roda nas três direções. O eixo de transmissão deve portanto se deslocar em relação ao chassis acompanhado o cubo de roda. Permitir esta translação do eixo de transmissão é a função da junta número 5. As juntas homocinéticas 3 e

4 transmitem o torque da saída da transmissão até as rodas, permitindo a inclinação do eixo de transmissão durante o trabalho da suspensão.

A definição dos valores de rigidez e amortecimento de molas e amortecedores faz parte dos objetivos do trabalho. Os coxins de ligação entre os braços de suspensão e chassis têm suas propriedades apresentadas na tabela 4.5. A curva de força por deformação do batente de suspensão utilizada é apresentada na figura 4.8.

Tabela 4.5 Características dos coxins da suspensão dianteira

Coxins da suspensão traseira		
	Rigidez	Amortecimento
Fx	50 KN/mm	500 Ns/mm
Fy	50 KN/mm	500 Ns/mm
Fz	10 KN/mm	100 Ns/mm
Tx	110 KN mm / °	1100 N mm s / °
Ty	110 KN mm / °	1100 N mm s / °
Tz	11 KN mm / °	110 N mm s / °

Figura 4.8 Curva de força por deformação de batente da suspensão traseira

4.4 SISTEMA DE DIREÇÃO

O sistema de direção utilizado no veículo é do tipo pinhão e cremalheira. O modelo do sistema de direção no ambiente ADAMS/Car pode ser visto na figura 4.9 e é composto pelos seguintes corpos: volante, coluna de direção, suporte da coluna de direção, cremalheira, e suporte da cremalheira.

Figura 4.9 Modelo do sistema de direção

A figura 4.10 apresenta as juntas e coxins do sistema de direção que estão numeradas e são descritas na tabela 4.6

Figura 4.10 Juntas e coxins do modelo do sistema de direção

Tabela 4.6 Juntas e coxins do modelo do sistema de direção

Juntas do sistema de direção	
1	Junta de revolução entre o volante e o chassis
2	Junta fixa entre o volante e a coluna de direção
3	Junta cilíndrica entre a coluna de direção e seu suporte
4	Juntas cruzeta entre os elementos da coluna de direção
5	Junta de revolução entre a coluna de direção e o suporte da
6	Junta de translação entre a cremalheira e seu suporte

A transmissão de movimento entre o pinhão e a cremalheira foi modelada como um acoplamento entre o movimento de rotação da coluna de direção, junta 5, e o movimento de translação da cremalheira, junta 6. Os suportes da cremalheira e da coluna de direção são fixados no chassis.

4.5 CONJUNTOS PNEUS DIANTEIROS E TRASEIROS

O modelo do conjunto pneus e rodas no ambiente ADAMS/Car pode ser visto na figura 4.11. Os modelos possuem juntas fixas em cada roda, que conectam a roda ao cubo de roda do sistema de suspensão dianteira e traseira.

Figura 4.11 Modelo dos conjuntos pneu e roda

No estudo da dinâmica vertical os parâmetros de interesse dos pneus são sua massa, raio, e rigidez e amortecimento verticais. A tabela 4.7 apresenta os valores adotados para estes parâmetros nos modelos de pneu dianteiros e traseiros.

Tabela 4.7 Características dos modelos de pneu

Conjunto pneus e rodas		
	Dianteira	Traseira
Massa	Kg	Kg
Raio	500 mm	500 mm
Rigidez vertical	350 N/mm	315 N/mm
Amortecimento vertical	3.5 Ns/mm	3.1 Ns/mm

4.6 *MASSA SUSPENS*

A massa suspensa do veículo foi modelada como um corpo rígido com suas propriedades de inércia (massa e momentos de inércia) aplicados no seu centro de massa. Para facilitar a visualização da massa suspensa foi utilizada a geometria do chassi tubular do veículo, conforme pode ser observado na

figura 4.12.

Figura 4.12 Modelo da massa suspensa

O modelo de massa suspensa representa somente não só o chassi do veículo mas também o motor, transmissão, carroceria, tanque, bancos, pneus de estepe e acabamento. Sua massa total é de 1005 Kg.

4.7 MODELO MULTICORPOS DO VEÍCULO COMPLETO

Na elaboração do modelo de veículo completo os sistemas de direção, suspensão dianteira e suspensão traseira são conectados à massa suspensa através de elementos comunicadores do MSC-ADAMS-Car.

Figura 4.13 Modelo completo do veículo

5 Simulação e Análise dos Resultados

Neste capítulo serão descritas as simulações realizadas com os modelos descritos no capítulo anterior e as análises dos resultados destas simulações. Inicialmente é apresentada a análise dos resultados das simulações elastocinemáticas das suspensões dianteira e traseira. Em seguida é apresentada a análise modal do veículo completo e a determinação dos valores de rigidez das molas das suspensões. Finalmente são apresentados os resultados da simulação de passagem do modelo de veículo completo por trecho de pista e a análise de conforto dos ocupantes do veículo.

5.1 ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DO CONJUNTO SUSPENSÃO DIANTEIRA E SISTEMA DE DIREÇÃO

Para acompanhar o terreno acidentado de uma competição *off-road* os veículos devem apresentar suspensões primárias com cursos de suspensão maiores que os de carros de passeio. Estes longos deslocamentos do centro da roda podem causar variações indesejadas das características das suspensões, causando assim mudanças no comportamento geral do veículo. Com a implementação de menores valores de rigidez nas molas a fim de garantir um melhor conforto do veículo, objetivo deste trabalho, estes longos deslocamentos podem ocorrer com maior frequência. Portanto é importante analisar as principais características das suspensões primárias de veículos *off-road* durante todo seu deslocamento.

Como o sistema de direção está ligado a suspensão dianteira a análise elastocinemática destes subsistemas deve ser realizada através de um modelo

que represente os dois subsistemas. Deste modo, foi elaborado um modelo de conjunto que utiliza os modelos multicorpos da suspensão dianteira e do sistema de direção, descritos no capítulo anterior, e o modelo de uma bancada de testes padrão do programa MSC-ADAMS-Car através do qual são aplicados os deslocamentos da suspensão. Este modelo de conjunto, que também apresenta os parâmetros de rigidez e geometria dos pneus dianteiros e massa suspensa da dianteira pode ser visto na figura 5.1.

Figura 5.1 Modelo do conjunto suspensão dianteira e sistema de direção

Foram realizadas análises da geometria das suspensões primárias dianteira (com seu sistema de direção), através de análises de movimentação vertical e de rolagem. Na análise vertical verificaram-se como os parâmetros cinemáticos da suspensão (convergência, câmbor etc.) variam quando ambas as rodas percorrem igualmente o espaço de trabalho da suspensão. Para a análise de rolagem as rodas percorrem o espaço de trabalho em sentidos opostos (uma sobe e a outra desce). Estas análises são consideradas quase estáticas, ou seja, o programa ADAMS calcula as forças e deslocamentos de equilíbrio para cada posição determinada para o centro da roda. Fatores

dinâmicos que dependam da velocidade como forças de inércia e de amortecimento não são consideradas. Para a elaboração da matriz de elasticidade pelo ADAMS foi utilizado um valor de rigidez de 165 lbf/in (29 N/mm).

Parâmetros típicos que podem ser obtidos destas análises para uma suspensão dianteira do tipo bandeja dupla incluem posição do centro de rolamento, ângulos de cambagem, câster e inclinação do pino mestre, variação de bitola, offset de pino mestre, entre outros apresentados no capítulo 3.

O primeiro parâmetro analisado foi a variação do ângulo de câmber durante o trabalho da suspensão. De acordo com REIMPELL & STOLL (1996) uma desvantagem das suspensões independentes é o fato das rodas inclinarem junto com o veículo em uma curva, fazendo com que a roda externa à curva apresente câmber positivo e, conseqüentemente menor atrito lateral. Para amenizar este efeito, carros de passageiro apresentam projetos de suspensão que fazem com que as rodas entrem em câmber negativo quando são comprimidas e câmber positivo quando estendidas. Os autores também apresentam exemplos de carros de passeio com suspensão independente que apresentam variação de até 4 graus de câmber com deslocamentos de 80 mm de compressão e extensão de suspensão.

No veículo estudado, partindo de zero de cambagem inicial, temos a variação de 1.5 graus positivos com o deslocamento do centro de roda para baixo 150 mm (extensão) e 4 graus negativos com deslocamento do centro de roda para cima 150 mm (compressão), valores semelhantes aos apresentados por Reimpell & Stoll.

Figura 5.2 Variação do ângulo de câmbio da suspensão dianteira

O ângulo de cáster e sua projeção no solo (cáster *offset*), descritos no capítulo 3, estão diretamente ligados ao torque auto-alinhante em curvas e na estabilidade das rodas durante a movimentação do veículo em linha reta. REIMPELL & STOLL (1996) sugerem valores de 4 a 8 graus de cáster para veículo de passeio e, com a utilização de sistemas de direção hidráulica este valor deve ser acima de 11 graus. Como exemplo é apresentada, a suspensão dianteira de um veículo Mercedes com ângulo inicial de 11 graus e variação de dois graus na compressão e na extensão (80 mm cada) da suspensão.

As figuras 5.3 e 5.4 apresentam a variação do ângulo de cáster e do cáster *offset* da suspensão dianteira durante o curso da suspensão. Temos um ângulo inicial de 12 graus com variação de 3 graus com 150 mm de curso de compressão e de extensão, e cáster *offset* inicial de 100mm.

Figura 5.3 Variação do ângulo de cáster da suspensão dianteira

Figura 5.4 Variação do cáster *offset* da suspensão dianteira

O ângulo de inclinação do pino mestre (*kingpin*, σ) e sua projeção no solo, o *scrub radius* (r_s) são descritos na figura 5.5 abaixo. O *scrub radius* é um parâmetro muito importante para veículos *off-road*. Como as forças longitudinais de rolagem agem no centro da roda, o *scrub radius* determina o comprimento do braço do momento que estas forças geram no eixo de esterçamento. Em um veículo de competição *off-road*, que trafega em terreno irregular as forças longitudinais nos pneus podem ocorrer com valores altos,

causando altos valores de momento em torno do eixo de esterçamento e conseqüentemente no sistema de direção. Para amenizar este fenômeno o projeto da manga de eixo deve buscar um ângulo de *kingpin* que, junto com a geometria de rodas e pneus, gere um baixo comprimento de *scrub radius*. REIMPELL & STOLL (1996) determinam valores médios de *scrub radius* de 20 a 40 mm, mas chegam a apresentar um exemplo com as juntas das bandejas de suspensão no plano do centro da roda e, portanto, com zero de ângulo de *kingpin* e *scrub radius*.

Figura 5.5 Ângulo de *kingpin* σ , e *scrub radius* r_s

Para o veículo estudado um ângulo de *kingpin* inicial de 10.5 graus, figura 5.6, foi alcançado um *scrub radius* de 13.45 mm, figura 5.7. Com o trabalho da suspensão este valor pouco se altera. Para um ângulo de *kingpin* de 15 graus, com 150 mm de compressão da suspensão, o *scrub radius* é de aproximadamente 14 mm.

Figura 5.6 Variação do ângulo de *kingpin* da suspensão dianteira

Figura 5.7 Variação do *scrub radius* da suspensão dianteira

A variação do ângulo de convergência, descrito no capítulo 3, com o trabalho da suspensão é conhecida como *bump steer*. Este fenômeno pode causar instabilidade na direção do veículo e aumento na resistência a rolagem e desgaste dos pneus. No caso de veículos *off-road* com longos cursos de suspensão e ocorrência de saltos do veículo, este fenômeno pode resultar em menores velocidades médias em trechos acidentados e alteração na direção do

veículo no final de saltos onde a roda perde contato com o solo. Para evitar estes efeitos o veículo deve apresentar a menor variação possível de ângulo de convergência durante o trabalho da suspensão. REIMPELL & STOLL (1996) apresentam exemplos de veículos de passeio com variação de 30' a 40' para cursos compressão e extensão de 60 mm. O fator predominante na determinação desta variação é a localização dos pontos de pivotamento da barra de direção com a cremalheira.

Conforme figura 5.8, para o veículo estudado foi possível alcançar a variação de convergência com 150 mm de curso da suspensão menor que 1 grau.

Figura 5.8 Variação do ângulo de convergência da suspensão dianteira

Centro de rolagem (*roll center*) é o ponto na vista frontal do veículo (plano YZ, passando pelos centros das rodas) no qual forças laterais podem ser aplicadas na massa suspensa sem causar a rolagem do veículo. Quanto mais alto o centro de rolagem em relação ao solo menor será o movimento de roll do veículo, porém maior será a transferência de carga nas rodas durante uma curva. DIXON (1996) apresenta que esta relação de compromisso levou a adoção de valores entre 50 a 200 mm de altura de centro de rolagem para suspensões independentes de veículos de passeio.

A figura 5.9 apresenta a altura do centro de rolamento do veículo estudado na condição inicial (270 mm acima do solo) e a variação desta altura com o deslocamento, em oposição de fase, dos centros das rodas (simulando a rolagem do veículo).

Figura 5.9 Variação da altura do *roll center* da suspensão dianteira

A análise elastocinemática também pode ser usada para a verificação da relação de deslocamento das molas com o deslocamento do centro das rodas. Com a inclinação do gráfico de variação de comprimento de mola da figura 5.10, podemos verificar que, para a suspensão dianteira do veículo estudado, a relação de deslocamentos da mola com a do centro da roda é de 0,66. Este dado será usado na definição da curva de rigidez das molas.

Figura 5.10 Variação do comprimento da mola da suspensão dianteira

O comprimento e o deslocamento dos amortecedores são pontos importantes na sua escolha. Amortecedores de competição são reguláveis e divididos em categorias de acordo com suas dimensões. Enquanto a curva de amortecimento é definida na análise dinâmica do veículo o comprimento dos amortecedores podem ser definido durante a análise elastocinemática. Conforme Figura 5.11, o comprimento dos amortecedores ficou entre 620 mm (24.4"), para a compressão de 150 mm e 820 mm (32.3") para extensão de -150 mm. Com comprimento de projeto de cerca de 720 mm (28.3"). De acordo com este dado, é possível definir um amortecedor inicial, que será trabalhado nas análises modais.

Figura 5.11 Comprimento dos amortecedores da suspensão dianteira

5.2 ANÁLISE ELASTOCINEMÁTICA DA SUSPENSÃO TRASEIRA

Para a análise elastocinemática da suspensão traseira, foi elaborado um modelo de conjunto que utiliza os modelos multicorpos da suspensão traseira e do modelo de uma bancada de testes padrão do programa MSC-ADAMS-Car, através do qual são aplicados os deslocamentos da suspensão. Este modelo de conjunto, que também apresenta os parâmetros de rigidez e geometria dos pneus traseiros e massa suspensa da traseira pode ser visto na figura 5.12.

Figura 5.12 Modelo do conjunto suspensão traseira sobre bancada de testes

As suspensões traseiras do tipo *semi-trailing arm* foram popularizadas pelos fabricantes alemães BMW e Mercedes-benz. Este tipo de projeto resulta numa variação de câmbor traseiro intermediária entre uma suspensão do tipo *trailing arm* (sem variação de câmbor com o trabalho da suspensão) e uma do tipo *swing axle*. Seu eixo de pivotamento geralmente tem 25 graus com uma linha passando pelo centro do carro. Este tipo de suspensão também apresenta variação de convergência com o trabalho da suspensão (GILLESPIE, 1992). Além disto, a inclinação do braço de suspensão faz com que ocorra movimentação lateral dos pneus durante o curso da suspensão. Portanto os parâmetros de suspensão que devem ser analisados neste tipo de suspensão são os ângulos de câmbor e convergência e a variação de bitola.

REIMPELL & STOLL (1996) demonstram que suspensões traseiras do tipo *semi-trailing arm*, devido à ausência de sistemas de direção podem

apresentar variações de câmbor menores que suspensões dianteiras. Como exemplo deste tipo de suspensão, os autores apresentam a análise de câmbor traseiro dos veículos BMW série 7 que possuem câmbor inicial de -2 graus e variação de até 4 graus para 100 mm de curso de suspensão.

No veículo estudado, conforme figura 5.13, a variação do câmbor atingida foi de 2.5 graus com 150 mm de curso.

Figura 5.13 Variação do ângulo de câmbor da suspensão traseira

Assim como nas suspensões dianteiras, a variação do ângulo de convergência com o trabalho da suspensão traseira também podem causar instabilidade na direção do veículo e aumento na resistência a rolagem e desgaste dos pneus. Portanto esta variação deve ser minimizada durante o projeto da suspensão.

Como exemplo de variação de ângulo de convergência para suspensões traseiras REIMPELL & STOLL (1996) apresentam os resultados de um veículo Mercedes-Benz classe S com variação de 0.5 grau para curso de suspensão de 90 mm de compressão e extensão. No veículo estudado foi atingida a variação de -0.7 grau para extensão de 150 mm e 1.2 graus para compressão de 150mm, conforme figura 5.14.

Figura 5.14 Variação do ângulo de convergência da suspensão traseira

A figura 5.15 apresenta a altura do centro de rolamento da suspensão traseira do veículo estudado na condição inicial (194 mm acima do solo) e a variação desta altura com o deslocamento, em oposição de fase, dos centros das rodas (simulando a rolagem do veículo).

Figura 5.15 Variação da altura do roll center da suspensão traseira

Um dos efeitos da utilização de suspensões do tipo *semi-trailing arm* é o deslocamento lateral dos pneus, e conseqüente variação de bitola, durante o curso da suspensão. Além de causar desgastes nos pneus este fenômeno

deve ser levado em consideração durante o projeto do sistema de transmissão do veículo, pois o eixo de transmissão deverá acompanhar os movimentos do centro da roda. Foram analisados então a variação de bitola traseira e o movimento do eixo de saída do diferencial do veículo estudado.

A figura 5.16 demonstra que com o curso de 150 mm de compressão e extensão da suspensão traseira a bitola traseira varia entre 1550 e 1700 mm. O gráfico da figura 5.17 mostra que este movimento resulta em um deslocamento total de aproximadamente 35 mm do eixo de saída do diferencial.

Figura 5.16 Variação da bitola traseira

Figura 5.17 Deslocamento lateral do eixo de saída do diferencial

Assim como na dianteira, a inclinação do gráfico de variação de comprimento de mola da figura 5.18, demonstra que, para a suspensão traseira do veículo estudado, a relação de deslocamentos da mola com a do centro da roda também é de 0,66.

Figura 5.18 Variação do comprimento da mola da suspensão traseira

Como temos dois amortecedores na suspensão traseira, a figura 5.19 apresenta o comprimento dos amortecedores de fora (em azul) e o de dentro (em vermelho) durante o trabalho da suspensão.

Figura 5.19 Variação da altura do *roll center* da suspensão dianteira

Os amortecedores externos apresentaram comprimento entre 660 mm (26.0"), para a compressão de 150 mm e 860 mm (33.6") para extensão de -150 mm. Com comprimento de projeto de cerca de 765 mm (30.1"). Os amortecedores internos apresentaram comprimento ficou entre 580 mm (22.8"), para compressão de 150 mm e 750 mm (29.5") para extensão de -150 mm. Com comprimento de projeto de cerca de 665 mm (26.2").

5.3 ANÁLISE MODAL DO VEÍCULO COMPLETO

Uma vez que a geometria das suspensões forma definidas e analisadas podemos passar para a fase de determinação dos valores de rigidez e amortecimento de molas e amortecedores. Para isso foram realizadas simulações modais com o modelo completo de veículo, apresentado no item 4.7. Através da alteração destes parâmetros os modos e frequências de massa suspensa e não suspensa são ajustadas para se obter um melhor compromisso entre conforto e durabilidade.

Como o veículo projetado deveria suportar altas cargas durante as competições sem prejudicar o nível de conforto de seus ocupantes, optou-se por suspensões, dianteira e traseira, que apresentassem molas de duplo estágio. Desta forma para pequenos deslocamentos da suspensão o primeiro estágio garante o conforto do veículo enquanto que o segundo estágio garante a resistência a cargas mais elevadas.

MILLIKEN & MILLIKEN (1995) demonstra o funcionamento de molas de duplo estágio através das figuras 5.20 e 5.21.

Figura 5.20 Associação de molas em série

Figura 5.21 Gráficos de rigidez de molas em série

Através das figuras 5.20 e 5.21 podemos entender o funcionamento da associação de molas em série nas suspensões do veículo. Inicialmente são determinados os valores de rigidez da mola de conforto S_1 , da mola de durabilidade S_2 e da rigidez resultante da associação das molas em série S de acordo com a figura 5.21-1.

O valor da rigidez resultante da associação das molas em série é descrito pela equação 5.1 abaixo:

$$\frac{1}{S} = \frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} \quad (5.1)$$

Desta forma o valor de S será inferior ao de S_1 e S_2 .

Em seguida é definido o carregamento B que causa a deformação máxima x_1 na mola de conforto e seu conseqüente bloqueio. Com isto é definido o deslocamento x_T da mola equivalente S para o mesmo carregamento, figura 5.21-2.

Após seu travamento a mola S_1 passa a apresentar rigidez infinita e a mola S o mesmo valor de rigidez da mola de durabilidade S_2 , portanto as duas curvas são paralelas a partir do deslocamento x_T da figura 5.21-3.

A associação de molas em série poderá, portanto, ser representada por uma mola com curva de rigidez semelhante à curva S da figura 5.21-3, que apresenta rigidez da associação de molas em série até o bloqueio da mola de conforto e, a partir desse deslocamento, a rigidez da mola de durabilidade.

Como as não linearidades da curva de rigidez das molas não são utilizadas na análise modal, por esta ser uma análise linear, foram definidas duas configurações de veículo, uma com os valores de rigidez da mola equivalente (primeiro estágio) e outra com os valores de rigidez da mola de durabilidade (segundo estágio). Através da análise das simulações modais destas duas configurações de veículo foram definimos então os valores de rigidez das molas que garantem os modos de vibrar e valores de frequência desejados para cada estágio da suspensão. Os valores de rigidez definidos para as molas de conforto, de durabilidade e da mola equivalente são apresentados nas tabelas 5.1 e 5.2. As curvas de força por deformação das

molares equivalentes foram definidas em função do curso desejado para cada estágio de rigidez e serão apresentados no item seguinte 5.4.

Tabela 5.1 Valores de rigidez das molas da suspensão dianteira

Rigidez das molas dianteiras		
	Rigidez [lbf/in]	Rigidez [N/mm]
Mola de conforto	250	44
Mola de durabilidade	500	87
Mola equivalente	167	29

Tabela 5.2 Valores de rigidez das molas da suspensão traseira

Rigidez das molas traseiras		
	Rigidez [lbf/in]	Rigidez [N/mm]
Mola de conforto	400	70
Mola de durabilidade	500	87
Mola equivalente	222	39

As suspensões primárias do veículo terão, portanto, dois estágios. O primeiro estágio apresenta a rigidez da mola equivalente e o segundo estágio a rigidez da mola de durabilidade.

As frequências naturais dos modos de vibrar de massa suspensa e massa não suspensa para cada estágio são apresentadas na tabela 5.3. Os movimentos dos modos de vibrar são apresentados nas figuras 5.22 a 5.28.

Tabela 5.3 Valores de rigidez das molas da suspensão traseira

Rigidez das molas traseiras		
Modo de vibrar	1º Estágio Frequência [Hz]	2º Estágio Frequência [Hz]
Massa suspensa dianteira (<i>pitch</i>)	1.30	2.00
Massa suspensa traseira (<i>bounce</i>)	1.55	2.10
<i>Roll</i>	1.70	2.35
Massa não suspensa dianteira em fase	11.00	12.10
Massa não suspensa dianteira fora de fase	11.50	12.50
Massa não suspensa traseira em fase	12.10	13.00
Massa não suspensa traseira fora de fase	12.70	13.50

Figura 5.22 Modo de vibrar de massa suspensa dianteira com presença de pitch

Figura 5.23 Modo de vibrar de massa suspensa traseira com presença de bounce

Figura 5.24 Modo de vibrar de roll

Figura 5.25 Modo de vibrar de massa não suspensa dianteira em fase

Figura 5.26 Modo de vibrar de massa não suspensa dianteira fora de fase

Figura 5.27 Modo de vibrar de massa não suspensa traseira em fase

Figura 5.28 Modo de vibrar de massa não suspensa traseira fora de fase

As frequências naturais dos modos de vibrar de massa suspensa, obtidas para o primeiro estágio das suspensões, estão de acordo com a maioria dos critérios, definidos por Olley, e citados por GILLESPIE (1992) para a definição de modos de vibrar de massa suspensa que garantam um *ride* confortável. A frequência de massa suspensa da dianteira é 20 % menor que a traseira, garantindo também a proximidade das frequências de *pitch* e *bounce*. E a frequência do modo de *roll* está cerca de 10% acima da frequência da traseira. Os critérios de Olley também determinam que as frequências de massa suspensa dianteira e traseira sejam inferiores a 1.30 Hz. Este limite foi definido para carros de passeio da década de 50 que apresentavam ótimos níveis de conforto. Os modos de vibrar se aproximaram mais dos limites de valores de frequência sugeridos por REIMPELL & STOLL (1996, pág 291), 1.0 a 1.33 Hz para a dianteira e 1.16 a 1.50 Hz para a traseira. É importante ressaltar que estas frequências estão significativamente abaixo dos valores sugeridos para veículos de competição, 1.6 a 2.0 Hz com frequência superior na dianteira (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

Com o segundo estágio das suspensões, que só ocorrerá durante os obstáculos mais severos, foram obtidas frequências naturais de massa suspensa pouco superiores a 2 Hz, mantendo a menor frequência na dianteira e a relação entre as frequências naturais. Estes valores estão mais próximos dos encontrados em veículos de competição.

A definição dos amortecedores também tem início durante a análise modal. O primeiro passo é a definição de um coeficiente de amortecimento linear que garanta o critério definido por GILLESPIE (1992) de cerca de 40% de coeficiente de amortecimento para os modos de vibrar de massa suspensa. Com 10 N.s/mm na dianteira e 6 N.s/mm na traseira foram obtidos os coeficientes de amortecimento de 45% no modo de vibrar com movimento da dianteira, 40% no modo de vibrar com movimento da traseira e 33% no modo de vibrar com movimento de *roll*. Para garantir a relação de compromisso entre conforto (vibrações passadas aos passageiros) e segurança (variação da força de contato do pneu com o solo) é necessário criar uma curva de amortecimento não linear, com menores valores de força na compressão do que na extensão do amortecedor. Os coeficientes lineares determinados na análise modal são o

ponto inicial na definição desta curva, que será apresentada na análise dinâmica a seguir.

Deste modo, durante o tráfego por obstáculos leves, com a suspensão trabalhando no primeiro estágio, o veículo apresentará modos de vibrar e frequências naturais próximos dos encontrados em veículos de passeio. Ao trafegar por obstáculos mais pesados, onde a suspensão do veículo utiliza todo seu curso, a suspensão utilizara o segundo estágio, cuja rigidez maior absorve as forças e impactos sofridos pelo veículo, e os modos de vibrar e frequências naturais serão próximos de um veículo de competição. Ou seja, somente nos trechos mais severos o veículo apresentará a vibração desconfortável de um veículo de competição.

5.4 SIMULAÇÃO DE PASSAGEM DO VEÍCULO POR TRECHO DE PISTA

Uma vez determinados os parâmetros de geometria das suspensões e os modos de vibrar de massa suspensa e não suspensa do veículo foi realizada uma simulação dinâmica de passagem sobre trecho de pista com o veículo a 60 km/h, usando o software MSC-ADAMS-Car. Para isso o modelo de veículo completo é associado ao modelo do grupo de excitadores, conhecidos como *4-post*, onde são aplicados deslocamentos longitudinais, laterais e verticais nos suportes dos pneus, representando os carregamentos ocorridos quando o veículo trafega por uma pista de alta severidade. A figura 5.29 apresenta o modelo de veículo completo sobre os quatros suportes, elaborado para esta simulação.

Como a simulação de passagem por trecho de pista é uma simulação dinâmica, que utiliza as curvas não lineares de rigidez e amortecimento, é possível definir as molas e amortecedores não lineares que serão usados no veículo.

Figura 5.29 Modelo completo do veículo durante simulação de passagem por trecho de pista

Conforme apresentado no item anterior, as molas das suspensões dianteiras e traseiras terão dois coeficientes de rigidez, um para cada estágio. O primeiro estágio, tanto da suspensão traseira quanto da dianteira, terá três quartos do curso total de deslocamento do centro da roda (300 mm), ou seja, os 150 mm de extensão mais 75 mm de compressão da suspensão.

Na posição de equilíbrio do veículo, as molas da suspensão dianteira têm comprimento de instalação de 320 mm e carga estática de 2610 N (figura 5.31). Com a rigidez do primeiro estágio de 29 N/mm temos o comprimento livre da mola de 410 mm e deflexão estática de 90 mm. Como queremos que o curso do primeiro estágio alcance mais 75 mm de deslocamento do centro da roda para cima (compressão da suspensão) e que a relação de deslocamento da mola com o centro da roda é de 0.66, temos mais 49.5 mm de compressão da mola para o primeiro estágio. Somando a deflexão estática (90 mm) e o deslocamento necessário para atingir o curso de compressão desejado (49.5 mm) chegamos ao comprimento total de compressão da mola equivalente para o primeiro estágio da suspensão dianteira de 139,5 mm. A partir desta deflexão

a mola apresentará a rigidez do segundo estágio, 87 N/mm. A figura 5.30 apresenta a curva de força por deformação da mola equivalente da suspensão dianteira, e a figura 5.31 apresenta a força desta mola durante o deslocamento vertical do centro da roda.

Figura 5.30 Curva de rigidez da mola equivalente da suspensão dianteira

Figura 5.31 Força da mola equivalente durante o curso da suspensão dianteira

As molas da suspensão traseira, na posição de equilíbrio do veículo têm comprimento de instalação de 765 mm e carga estática de 4290 N (veja figura 5.33). Com a rigidez do primeiro estágio de 39 N/mm, temos o comprimento livre da mola de 875 mm e deflexão estática de 110 mm. O objetivo é que o curso do primeiro estágio alcance mais 75 mm de deslocamento do centro da roda para cima (compressão da suspensão) e que a relação de deslocamento da mola com o centro da roda é de 0.66, temos mais 49.5 mm de compressão da mola para o primeiro estágio. Somando a deflexão estática (110 mm) e o deslocamento necessário para atingir o curso de compressão desejado (49.5 mm) chegamos ao comprimento total de compressão da mola equivalente para o primeiro estágio da suspensão traseira de 159,5 mm. A partir desta deflexão a mola apresentará a rigidez do segundo estágio, 87 N/mm. A figura 5.32 apresenta a curva de força por deformação da mola equivalente da suspensão dianteira, e a figura 5.33 apresenta a força desta mola durante o deslocamento vertical do centro da roda.

Figura 5.32 Curva de rigidez da mola equivalente da suspensão traseira

Figura 5.33 Força da mola equivalente durante o curso da suspensão traseira.

A construção da curva de amortecimento dos amortecedores das suspensões dianteiras e traseiras utilizou, como dados iniciais os coeficientes definidos na análise modal, 10 N.s/mm na dianteira e 6 N.s/mm na traseira. Para garantir a relação de compromisso entre conforto (vibrações passadas aos passageiros) e segurança (variação da força de contato do pneu com o solo) foi utilizada, como modelo uma curva de amortecimento definida por fabricantes de amortecedores para veículos comerciais. Os valores de força desta curva modelo foram alterados de forma a apresentar como coeficiente inicial de amortecimento na extensão dos amortecedores os valores definidos na análise modal. Desta forma o formato da curva foi mantido, juntamente com as não linearidades que garantem o comportamento seguro das suspensões. Os gráficos de amortecimento das suspensões dianteiras e traseiras são apresentados nas figuras 5.34 e 5.35, respectivamente.

Figura 5.34 Amortecimento da suspensão dianteira.

Figura 5.35 Amortecimento da suspensão traseira.

Uma vez que o modelo multicorpos de veículo completo está pronto para ser usado em uma simulação dinâmica é preciso definir a entrada desta simulação. Para simular o comportamento do veículo durante sua utilização em uma competição off-road foram aplicados deslocamentos nas três direções nos pneus. Estes deslocamentos representam a pista e os obstáculos que poderão ser encontrados durante as competições.

Para gerar estes deslocamentos, e garantir que esta entrada excitasse os modos de vibrar descritos no item anterior, foram usados dois sinais randômicos com filtro passa baixa em 10 Hz. Cada sinal de deslocamento representa uma pista que é utilizada em um dos lados do modelo do veículo. A figura 5.36 apresenta os sinais da pista e as figuras 5.37 e 5.38 as PSD destes sinais. O gráfico da PSD demonstra que essa entrada tem potencial de excitação nas frequências de massa suspensa e não suspensa.

Figura 5.36 Sinais de deslocamento vertical das pistas.

Figura 5.37 PSD do sinal de deslocamento da pista1.

Figura 5.38 PSD do sinal de deslocamento da pista2.

O mesmo sinal de deslocamento é aplicado nas três direções, sendo que na direção vertical a amplitude dos deslocamentos é cinco vezes maior que na lateral e longitudinal.

Os resultados desta simulação são apresentados na análise de conforto descrita a seguir.

5.5 ANÁLISE DE CONFORTO

Para analisar o conforto do piloto foi medida a aceleração vertical no encosto do piloto durante a simulação de passagem do veículo por trecho de pista a 60 km/h. A figura 5.39 apresenta o sinal desta aceleração e sua PSD.

Figura 5.39 Aceleração vertical no encosto do motorista durante simulação de passagem por trecho de pista.

Na figura 5.39 podemos perceber que os modos de vibrar com movimentos de massa suspensa e não suspensa foram excitados durante a passagem por trecho de pista.

Para quantificar o efeito da exposição do motorista a esta vibração foi utilizado o gráfico de tolerância vibracional da norma ISO 2631/1-1985. Este gráfico apresenta os limites de exposição do ser humano a uma dada vibração em função da frequência sem que ocorra desconforto, perda de concentração ou cansaço. Esta norma é comumente utilizada no estudo de conforto de veículos comerciais, conforme pode se visto em COSTA *et al* (1999) e PERSEGUIM *et al* (2000).

A PSD da medição é então utilizada para a elaboração da curva de tolerância vibracional vertical, de acordo com os procedimentos descritos na norma na norma ISO2631/1-1985, apresentada na figura 5.40.

Figura 5.40 Tolerância vibracional.

Conforme podemos no gráfico de conforto o veículo apresenta picos de aceleração nas frequências de 1.6 a 2.5 Hz e em 10 Hz. Estas são as faixas de frequência de massa suspensa e de massa não suspensa para os dois estágios da suspensão. Estes picos garantem um tempo máximo de exposição sem perda de conforto para o operador de duas horas e meia. Apesar dos trechos cronometrados das competições de rally poderem ultrapassar esta duração, geralmente as especiais longas são compostas de uma combinação de pisos suaves e acidentados. Portanto o veículo não enfrentará o tipo de obstáculo aplicado na simulação durante toda a competição.

Os valores de tolerância vibracional obtidos estão próximos dos encontrados para veículos comerciais, e considerando que os carregamentos aplicados representam trechos de alta severidade (vide deslocamentos verticais na figura 5.36), e que o compromisso entre conforto e durabilidade é

de crucial importância para um veículo de competição, este limite está dentro do desejado. Como na maior parte da competição o veículo sofre carregamentos mais leves o nível de vibração passada para os ocupantes é menor, tanto que o veículo foi considerado um veículo de competição extremamente confortável pelos usuários durante o Rally dos Sertões de 2003.

6 Conclusão e Sugestões de Trabalhos Futuros

Este trabalho apresentou o estudo da dinâmica vertical de um veículo off-road de competição e do comportamento elastocinemático de suas suspensões primárias de duplo estágio com o auxílio a ferramenta computacional de simulação de sistemas multicorpos MSC-ADAMS.

A necessidade de longos cursos de suspensão para veículos de competição off-road pode resultar em variações indesejadas de parâmetros de projeto, como ângulos de câmbio e de convergência, durante o trabalho das suspensões. A análise elastocinemática das suspensões primárias estudadas demonstrou que com a utilização de modelos multicorpos é possível determinar uma configuração geométrica com a qual os cursos desejados de suspensão podem ser utilizados sem alteração prejudicial dos parâmetros de projeto.

Estudos de dinâmica vertical buscando a melhoria do conforto dos passageiros são comuns para veículos comerciais e de passeio. Já nos veículos de competição, o conforto geralmente é colocado em segundo plano. Na busca pela melhor performance e durabilidade, as suspensões são projetadas com altos valores de rigidez e resultam em vibrações incômodas para os pilotos. A utilização de suspensões com duplo estágio é uma forma de manter a performance e durabilidade desejada sem comprometer o conforto do veículo. A análise modal do modelo multicorpos do veículo completo possibilitou a determinação de valores de rigidez para as molas das suspensões que garantissem frequências naturais dos modos de vibrar de primeiro estágio próximos dos encontrados em veículos de passeio e, para o segundo estágio, valores próximos dos encontrados em veículos de competição.

Finalmente, a simulação dinâmica de passagem por trecho de pista e a análise do conforto do piloto demonstraram que os níveis de tolerância vibracional obtidos estão próximos dos encontrados em veículos comerciais. O veículo poderá portanto trafegar sobre piso acidentado durante as competições sem causar desgaste físico dos competidores.

A partir desse trabalho, novas propostas de trabalho futuro podem ser apontadas. Uma primeira proposta de trabalho seria a continuação do estudo da dinâmica vertical com o refinamento do modelo multicorpos. Este refinamento inclui a utilização de um modelo multicorpos do subsistema *powertrain* (motor e sistema de transmissão, suportados por seus coxins) e a utilização de modelos em corpos flexíveis dos braços de suspensão. O mesmo modelo multicorpos desenvolvido neste trabalho pode, com a inclusão de modelos de pneu adequados, ser utilizado no estudo da dinâmica lateral do veículo através de simulações dinâmicas de manobras de avaliação de dirigibilidade.

Outro trabalho interessante seria o estudo da utilização de modelos multicorpos na preparação de veículos de competição para provas específicas. Os modelos elaborados durante o desenvolvimento do projeto também podem ser usados na fase de *set-up* de parâmetros de conforto, performance e dirigibilidade do veículo que variam para cada competição ou para cada piloto. Desta maneira a equipe pode prever o melhor ajuste do veículo antes mesmo de realizar os primeiros testes.

Seja no desenvolvimento do projeto ou na preparação do veículo para provas específicas, a aplicação de metodologias e métricas do estudo da dinâmica vertical através de modelos multicorpos de veículos comerciais e de passeio, em veículos de competição pode se tornar uma vantagem competitiva, diminuindo o desgaste dos competidores e reduzindo o tempo de projeto e de testes com protótipos.

7 Bibliografia

- AHLIN, K.; GRANLUND, N.O.J. (2002) Relating road roughness and vehicle speeds to human whole vibration and exposure limits. The International Journal of Pavement Engineering, vol.3 (4), p. 207-216.
- BARBIERI, F.A.A., (2002), *Prototipagem virtual: modelagem, simulação, controle e otimização de dinâmica veicular*. Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos (Tese), São Carlos, SP.
- BEST, A. (1984) Vehicle ride – stages in comprehension, Phys.Technology, Northem Ireland, vol.15
- BROULHIET, GEORGES (1933) Independent wheel suspension. SAE Transactions, vol.28,
- BROWN, R.W. (1928) The measurement of riding-qualities. SAE Transactions, vol.23.
- CHANG, C.;HUSTON, R.L. (1995) Computational Methods for Studying Impact in Multibody Systems. Computer and Structures, Vol. 57, No. 3, p 421-425.
- COSTA, A. N. (1991). Application of Multibody System (MBS) Techniques to Automotive Vehicle Chassis Simulation for Motion Control Studies. Ph. D.Thesis, University of Warwick, Coventry, England.
- COSTA, A. N.; PERSEGUIM, O. T.; FERRARO, L. C.; *et al* (1999) Comfort study of a médium sized truck considering frame flexibility with the use of ADAMS. , SAE paper 1999-01-3734
- COX, H.L. (1955) The riding qualities of wheeled vehicles, Proceeding of I.Mech.E., Automobile Division, n.10.
- DEAKIN, A.; SHOVLIN, A.; BROOKS, P.; CROLLA, D. (1998) Design of a single seater racing car suspension system. SAE paper 983020, Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigam.

- DIXON, J.C. (1996). **Tires, suspension and handling**. 2 ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-831-4..
- FOSTER, A.W. (1978) A heavy truck cab suspension for improved ride. SAE paper 780408, Congress and Exposition, Cobo Hall, Detroit, Feb.27.
- GILLESPIE, T. (1992). **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-199-9..
- HERRMANN, J.G.; NOGUEIRA, F.; SIQUEIRA, L.P. et al (2002) Tractor air suspension design and tuning. SAE paper 2002-01-3041, Truck Vehicle Dynamics & Suspension (SP-1728).
- HUSTON, R.L.;KAMMAN, J.W. (2000) Testing the accuracy of numerical simulations of multibody systems. Mechanics Research Communications, Vol. 28, No. 1, pp 1-, 2001, Pergamon.
- IWATA, H. (1998) Development of M.M.C. rally car, SAE paper 983066.
- JANEWAY, R.N. (1958) A better truck ride for driver and cargo – problems and practical solutions. SAE paper 580269, SAE Annual Meeting, 148 pages.
- JENKIS, M. (2000) Codifying Engineering Knowledge in Motorsport, SAE paper 2000-01-3535. Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigan
- KELLY, J. (2002) Track simulation and vehicle characterization with 7 post testing, SAE paper 2002-01-3307. Motorsports Engineering Conference and Exposition, Indianapolis, Indiana.
- KÖRTUM, W.; SCHIEHLEN, W.; (1985) General Purpose Vehicle System Dynamics Software Based on Multibody Formalism, Vehicle Systems Dynamics, 14 (1985), pp. 229-263, Swets & Zeitlinger (0042-3114/85/1403-0229).
- LANCHESTER, F.W. (1907) Some problems peculiar to the design of the automobile. Proceedings of the Institution of Automobile Engineers, vol.2, p.197-287.
- Le FREVE, W.F. (1965) The highway truck ride problem, SAE paper 650177
- LITCHFIELD, P.W. (1913) Pneumatic tires. SAE Transactions, vol.8.
- MILLER, A. (2002) Testing a Formula SAE racecar on seven-poster vehicle dynamics simulator, SAE paper 2002-01-3309. Motorsports Engineering Conference and Exposition, Indianapolis, Indiana.

-
- MILLIKEN, W.F.; MILLIKEN, D.L. (1995). **Race Car Vehicle Dynamics**. Society of Automotive Engineers, ISBN 1 56091 526 9.
- MOMIYAMA, F.; KITAZAWA, K.; ASUKAI, M.; SUZUKI, K.; SHIGEMORI, M. (1998) Development of “Camion” Truck Winner at ‘97 Dakar Rally, SAE paper 983065. Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigan.
- MOSS, F.A. (1931) Measurement of comfort in automobile riding. SAE Transactions, vol.25-26,
- OLLEY, M. (1934) Independent wheel suspension – its whys and wherefores, SAE Transactions, vol.34, n.3.
- OLLEY, M. (1946) Road manners of the modern car. Proceedings of the Institution of Automobile Engineers, vol.51.
- OLLEY, M. (1955) Report on suspensions for commercial vehicles, SAE paper 550125.
- ORLANDEA, N; CHACE, M.A. (1977) Simulation of a vehicle suspension with the ADAMS computer program. In: INTERNATIONAL AUTOMOTIVE ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION. Detroit. SAE paper 770053.
- PERSEGUIM, O.T.; COSTA NETO, A.; FOGAÇA, M. A. (2000) Comfort and vibration study of a tractor and trailer combination using simulation and experimental approaches: the jumping ride behavior, SAE paper 2000-01-3537.
- PERSEGUIM, O.T.; PERES, E.; FERNANDES, C.G. (2003) Pickups vehicle dynamics: ride and skate, SAE paper 2003-01-3588, Congresso SAE Brasil 2003, São Paulo.
- PERSEGUIM, O.T. (2005); *Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para sua avaliação*. Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos (Tese) São Carlos, SP.
- REIMPELL, J.; STOLL, H. (1996). **The automotive chassis: engineering principles**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-736-9..
- ROWELL, H.S. (1922) Principles of vehicle suspension. Proceedings of the Institution of Automobile Engineers, vol.17.
- RYAN, R. R. (1990) ADAMS Multibody System Analysis Software, USA, TEDAS publication.
- SCHIEHLEN, W. (1997). Multibody Systems Dynamics: Roots and Perspectives. Multibody Systems Dynamics, Kluwer Academic Publishers

VALÁŠEK, M.; BREEDVELD, P.; ŠIKA, Z.; VAMPOLA, T.; (1999) Software Tools for Mechatronic Vehicles: Design Through Modelling and Simulation, Vehicle Systems Dynamics, 33 (1999), pp. 214-230, Swets & Zeitlinger.

VEILT, A.; GORDON, T.; VAN DE SAND, A.; HOWELL, M.; VALÁŠEK, M.; VACULIN, O.; STEINBAUER, P.; (1999) Methodologies for Coupling Simulation Models and Codes in Mechatronic System Analysis and Design, , Vehicle Systems Dynamics, 33 (1999), pp. 231-243, Swets & Zeitlinger.

ZAPLETAL, E. (2000) Balanced Suspension, SAE paper 2000-01-3572. Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigan