

70566198

# Estudo das Suspensões Dianteira e Traseira de um Veículo Brasileiro de Passageiros de Tamanho Médio



Eng. Marcelo Prado

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

ORIENTADOR: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto

São Carlos  
1998

DEDALUS - Acervo - EESC



31100036227

Class. TESE/EES  
Cutt. 4587  
Tomo 10166198

31100036227

at 0979446

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento  
da Informação do Serviço de Biblioteca - EESC-USP

P896e Prado, Marcelo  
Estudo das suspensões dianteira e traseira de  
um veículo brasileiro de passageiros de tamanho  
médio / Marcelo Prado. -- São Carlos, 1998.

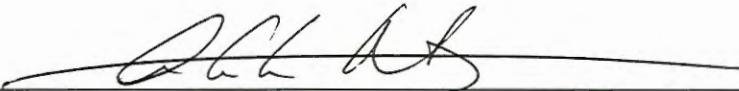
Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia  
de São Carlos-Universidade de São Paulo, 1998.  
Área: Engenharia Mecânica.  
Orientador: Prof. Dr. Álvaro Costa Neto.

1. Modelagem de suspensões. 2. Protótipo  
virtual. 3. Sistema multicorpos. I. Título.


**FOLHA DE APROVAÇÃO**

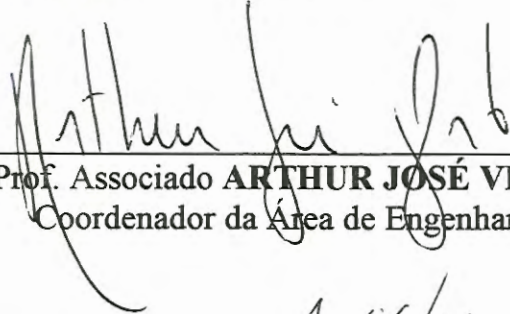
Candidato: Engenheiro **MARCELO PRADO**

Dissertação defendida e aprovada em 14-05-1998  
pela Comissão Julgadora:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Doutor **ÁLVARO COSTA NETO (Orientador)**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Doutor **MÁRIO FRANCISCO MUCHERONI**  
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Doutor **DOUGLAS EDUARDO ZAMPIERI**  
(Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP)

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**  
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica

  
\_\_\_\_\_  
**JOSÉ CARLOS A. CINTRA**  
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

*À minha família e à Juliana.*

# Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto pelo seu auxílio na execução deste trabalho.

Ao SENAI São Carlos que ajudou no levantamento dos dados do veículo necessários para a simulação.

Aos amigos da pós-graduação e em especial à Vânia pela ajuda que deu na conclusão deste trabalho.

# Resumo

PRADO, M. (1998). *Estudo das Suspensões Dianteira e Traseira do Fiat Tempra*. São Carlos, 1998. 103p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O presente trabalho realizou estudos de estática e de cinemática das suspensões dianteira e traseira de um veículo brasileiro de passageiros de tamanho médio. Foi empregado o conceito de protótipo virtual com a técnica de modelagem através de sistemas multicorpos utilizando o programa ADAMS, desenvolvido pela Mechanical Dynamics Inc.. O conceito de protótipo virtual permite o desenvolvimento de um produto sem a necessidade de construção de um protótipo físico. O ADAMS utiliza a descrição da geometria da suspensão, os parâmetros inerciais das partes que a compõem e de como essas partes estão interconectadas para gerar um modelo completo do sistema. Entre os tipos de análises que podem ser realizadas estão incluídos os estudos dos comportamentos da suspensão no movimento vertical e no esterçamento (no caso da suspensão dianteira). Essas análises geram resultados através de gráficos e/ou animações. Os resultados apresentados incluem: ângulo de cambagem; ângulo de convergência; ângulo de câster; inclinação do pino mestre; raio de "scrub". A utilização do conceito de protótipo virtual torna mais fácil a modelagem e a análise desse tipo de mecanismo, possibilitando diminuir o tempo de desenvolvimento ou análise de um produto.

Palavras-chave: modelagem de suspensões; protótipo virtual; sistema multicorpos.

# Abstract

PRADO, M. (1998). *Estudo das Suspensões Dianteira e Traseira do Fiat Tempra*. São Carlos, 1998. 103p. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

The present work carries out static and kinematical studies of both front and rear suspensions of a brazilian medium sized passenger car. The concept of virtual prototyping with the use of multibody system modelling techniques is employed by ADAMS, a package developed by Mechanical Dynamics Inc.. The concept of virtual prototyping allows vehicle development without the need of physical prototypes construction. ADAMS uses the description of the geometric suspension, inertia parameters from its parts and how the parts are connected to generate a full model of the system. The type of analysis which can carry out include vertical and steering behaviour (in the case of a front suspension). These analysis are generated in graphical as well as and animation. These results are included among others: toe-in angle; camber and caster angle; kingpin inclination, scrub radius, and so forth. The use of the virtual prototyping concept, has made easier the modelling and analysis of this type of mechanism. This indicates the possibility of shortening product development times or altering product behaviour with a small effort.

Keywords: suspension modelling; virtual prototyping; multibody system.

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Sistema de Suspensão

O sistema de suspensão possui duas funções básicas no veículo: isolar os ocupantes das vibrações causadas pelas irregularidades da via e manter o controle do veículo (dirigibilidade). Um sistema de suspensão deve ter um compromisso entre conforto e dirigibilidade.

Para o estudo da dinâmica de veículos o importante é o comportamento cinemático da suspensão e as respostas às forças e momentos aplicados no pneu e transmitidas ao chassis pelo sistema de suspensão.

O estudo da dinâmica de um sistema de suspensão envolve o estudo de um sistema mecânico complexo, com vários corpos interconectados por juntas e sob a ação de forças. Esse estudo antes do advento do computador era realizado à mão e sujeito a erros. Com o surgimento do computador na década de 70 abriram-se grandes possibilidades de novas abordagens de projeto, com a possibilidade de se simular sistemas complexos em prazos bem mais curtos.

Para o estudo do comportamento do sistema de suspensão no veículo foram desenvolvidas metodologias para a análise de suspensões. Essas metodologias são discutidas a seguir.



## 1.2 Metodologias de Análise de Suspensões

Na análise e desenvolvimento de sistemas de suspensões o projetista conta com algumas metodologias que auxiliam o seu trabalho. Basicamente essas metodologias podem ser divididas em três grupos: método gráfico, programas cinemáticos e modelagem através de sistema multicorpo.

### 1.2.1 Método Gráfico

Através do método gráfico pode-se determinar algumas propriedades da suspensão que dependem exclusivamente da geometria.

Pelo método gráfico pode-se achar o ponto de reação virtual e centro de rolamento da suspensão através do prolongamento e intersecção das linhas dos eixos dos braços da suspensão com a linha de centro do veículo e da roda.

Um exemplo pode ser visto na suspensão MacPherson da figura 1.1. Para se achar o ponto de reação virtual desenha-se uma linha do prolongamento do eixo do braço inferior e uma linha perpendicular ao ponto de fixação do amortecedor no chassis do veículo. O centro de rolamento é obtido através da intersecção da linha que vai do centro de contato do pneu com a linha de centro do veículo.

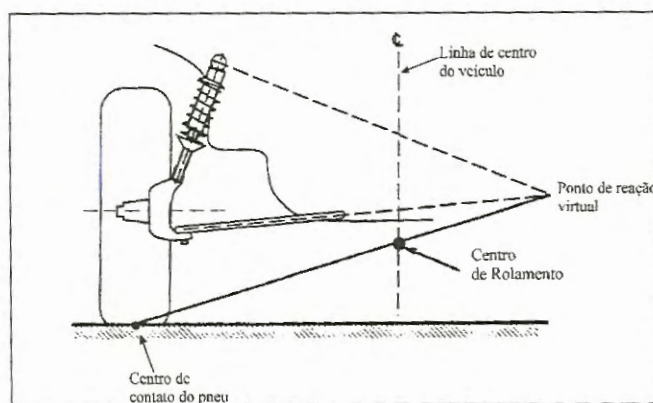


Figura 1.1: Método gráfico para se achar o centro de rolamento e o ponto de reação virtual de uma suspensão MacPherson

### 1.2.2 Programas Cinemáticos

Através de programas cinemáticos pode-se avaliar o comportamento da suspensão simulando condições de operação e observar o movimento da suspensão no seu movimento vertical (elevação e abaixamento), no esterçamento e no rolamento. Com isso o projetista pode analisar o comportamento cinemático, determinar a trajetória dos componentes da suspensão e obter dados de deslocamento (por exemplo dos braços, barra de direção, barra estabilizadora etc..). Um exemplo de simulação cinemática pode ser vista na figura 1.1.

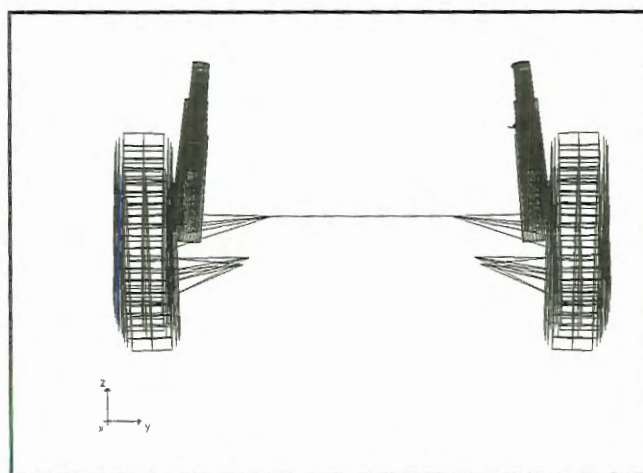


Figure 1.1: Exemplo de simulação cinemática

### 1.2.3 Análise Através da Modelagem Sistema Multicorpo

A análise através da técnica de modelagem de sistema multicorpo ( "MBS - Multibody System"- Sistema Multicorpo) é uma outra metodologia para a análise de suspensões. Um sistema mecânico multicorpo é definido como um sistema com vários graus de liberdade. A técnica de modelagem com MBS pode ser usada para a análise e o estudo de projetos de qualquer sistema mecânico que possa ser modelado como uma série de corpos rígidos interconectados por juntas, sob a influência de forças, com movimentos pré determinados e restrito por vínculos. As equações do movimento desses sistemas são muito trabalhosas e difíceis de serem geradas à mão mesmo para sistemas compostos de um pequeno número de corpos rígidos interconectados. As equações de movimento

para um MBS podem ser geradas através de programas em que os dados dos corpos rígidos (dados geométricos e inerciais) e das suas interconexões (vínculos cinemáticos e leis de força) são os argumentos para o programa.

### 1.3 Uso do Computador no Projeto e Desenvolvimento de Sistemas Veiculares

Programas de simulação para a análise dinâmica de sistemas veiculares estão se tornando cada vez mais importantes para a pesquisa e desenvolvimento de conceitos avançados na área de veículos [KORTUM, SCHIEHLEN (1985)]. A complexidade e os custos envolvidos nos sistemas de transportes requerem modelos dinâmicos e simulações em estágios iniciais das investigações. O intuito é reduzir os custos, tempo e riscos durante o desenvolvimento. Hoje em dia a análise e o projeto assistido por computador tornaram-se ferramentas muito úteis. Testes de campo ainda são necessários no estágio final do projeto.

No passado, numerosos programas foram desenvolvidos na área de dinâmica de veículos e vibrações. As conclusões para muitos desses programas foram:

- a maior parte dos códigos disponíveis não estão em uso;
- muitos não possuem documentação ;
- eles foram desenvolvidos para tarefas específicas e portanto não podem ser usados para aplicações mais gerais;
- os algoritmos utilizados não são eficientes.

Muitos programas não são bem estruturados, não foram totalmente testados, não possuem portabilidade e seu uso é restrito às pessoas que desenvolveram o programa.

Por essas razões muitos dinamicistas da área veicular começaram a ficar interessados em uma ferramenta computacional confiável e de uso mais geral para a análise e projetos mais complexos.

### 1.3.1 O Computador no Projeto e Desenvolvimento de Suspensões Veiculares

O auxílio do computador no projeto da suspensão elimina em muito o cálculo tedioso que era necessário para se determinar níveis de fadiga seguros, conforto e durabilidade nos projetos de novos sistemas.

O avanço da computação gráfica permitiu a visualização em várias vistas (inclusive perspectivas) do produto, auxiliando em muito o desenvolvimento de um projeto.

Este tipo de projeto assistido por computador (CAD- "Computer Aided Design" - Projeto Assistido por Computador) pode ser integrado com a manufatura integrada por computador (CAM - "Computer Aided Manufacture" - Manufatura Assistida por Computador) dentro de um conceito conhecido como engenharia integrada por computador (CAE - "Computer Aided Engineering" - Engenharia Assistida por Computador). Essas tecnologias trouxeram um grande benefício para todo o processo de criação de novos veículos e na atualização de modelos já existentes.

Dentre os programas mais utilizados pelos dinamicistas da área veicular destaca-se o ADAMS ("Automatic Dynamic Analysis of Mechanical System") desenvolvido pela Mechanical Dynamics Inc. de Ann Arbor, estado de Michigan, baseado no doutorado de Orlandea [ORLANDEA (1973)], [ORLANDEA, CHACE (1977)]. Com o ADAMS é possível realizar estudos da dinâmica vertical, análises de dirigibilidade para pesquisa ou desenvolvimento de novos produtos. Ele leva em conta todos os efeitos de elasticidade no esterçamento da suspensão dianteira e características de flexibilidade dos pneus. Com isso é possível ao projetista desenvolver um produto perto de suas características ótimas de projeto antes de se construir um protótipo.

O ADAMS é baseado em um sistema de corpos rígidos com vários graus de liberdade que permite grandes amplitudes de deslocamento possibilitando as análises das velocidades, acelerações e forças que agem no sistema. A simulação do veículo completo permite a análise cinemática, estática e dinâmica, incluindo características não lineares de carregamento/deflexão e força/velocidade, entradas de esterçamento, torques de tração e frenagem e forças externas como as provocadas por ventos laterais.

A saída consiste de gráficos de velocidade e de aceleração de qualquer parte do modelo, forças entre duas partes e animação gráfica, que pode ser visualizada estaticamente ou quadro a quadro.

### 1.3.2 ADAMS/Vehicle

O ADAMS possui um módulo específico para veículos, o ADAMS/Vehicle. Esse módulo possui um pré processador em que os dados da suspensão são introduzidos e analisados segundo alguns parâmetros de entrada e um pós processador em que os gráficos são gerados para a análise.

ADAMS/Vehicle Preprocessor possui um menu e um programa base que serve de modelo para criação e modificação de modelos ADAMS de suspensão e de veículo. Ele foi desenvolvido para ser intuitivo, interativo e de fácil uso.

Os modelos criados no pré-processador ADAMS/Vehicle são usados para análises da dinâmica vertical, do esterçamento e do rolamento da suspensão.

ADAMS/Vehicle suporta os seguintes modelos de suspensões:

- Short Long Arm (SLA)
- McPherson braço em A
- Quatro barras
- Semi-Trailing Arm
- McPherson braço em H
- Feixe de molas
- Barra de torção

## 1.4 Modelo da Suspensão Dianteira do Fiat Tempra

O sistema de suspensão utilizado na dianteira do Fiat Tempra é do tipo MacPherson, como pode ser observado pela figura 1.2.

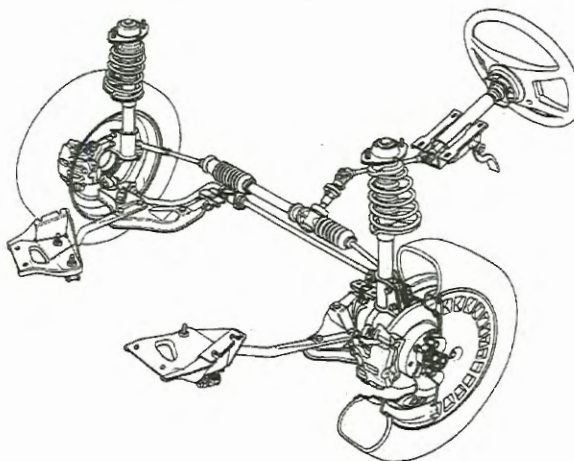


Figure 1.2: Suspensão dianteira MacPherson do Fiat Tempra.

A suspensão MacPherson foi um desenvolvimento da suspensão de bandeja dupla [REIMPELL, STOLL (1996)] e atualmente é a mais utilizada nos veículos de passeio. As características de uma suspensão do tipo MacPherson são: fixação do conjunto mola/amortecedor no chassi, eliminando a bandeja superior da suspensão de bandeja dupla; fixação do suporte inferior do amortecedor na manga de eixo; fixação da barra de rolamento na bandeja. Uma de suas maiores vantagens é a facilidade de montagem e o espaço livre para o sistema de freio e o motor.

O sistema de suspensão utilizado na traseira também é do tipo MacPherson [REIMPELL, STOLL (1996)] como é mostrado na figura 1.3.

No caso da suspensão traseira a bandeja foi substituída por duas barras transversais e uma barra longitudinal, realizando com isso a mesma função da bandeja na suspensão dianteira.

Além da geometria da suspensão alguns dos parâmetros essenciais para a análise do modelo são as propriedades inerciais das peças que fazem parte do sistema.

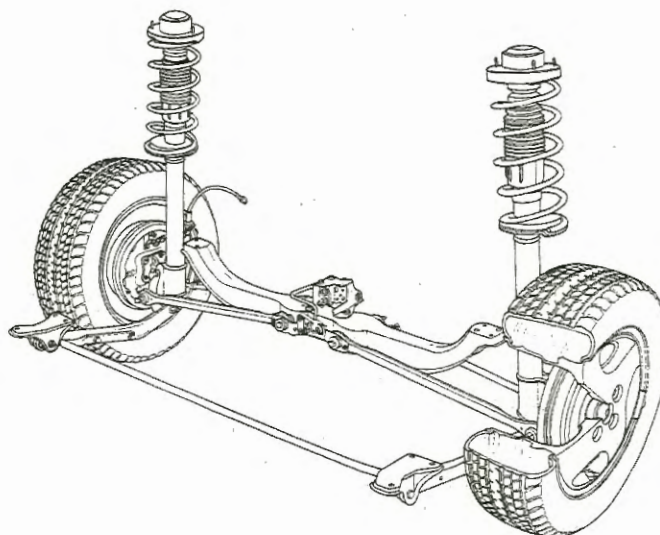


Figure 1.3: Suspensão traseira do tipo MacPherson

Para o cálculo dessas propriedades inerciais foi utilizado um programa de CAD, o programa AutoCAD versão 12. As peças foram desenhadas em modelo de sólido e o AutoCAD forneceu as características inerciais dessas peças.

Depois de feita a modelagem passou-se para a fase de pós-processamento. Nesta fase foram realizadas análises do comportamento da suspensão na vertical e no esterçamento através da definição da trajetória da roda na vertical e do comprimento da trajetória da cremalheira.

Essas análises resultaram em saídas gráficas que puderam ser analisadas e comparadas com a literatura [GILLESPIE (1992)], [REIMPELL, STOLL (1996)] para a validação do modelo. Além da animação gráfica na tela do computador (que permite uma análise visual da simulação) pode-se gerar gráficos mostrando o comportamento de certas características da suspensão (por exemplo: variação do ângulo de convergência, variação da cambagem, ângulo de cáster, etc.).

## 1.5 Objetivos do Trabalho

A aplicação do conceito de protótipo virtual no desenvolvimento de novos produtos é uma tendência mundial atualmente, principalmente na indústria automotiva em que os custos de construção de protótipos está se tornando cada vez mais elevados e o tempo exigido para o lançamentos de novos produtos mais curtos.

O presente trabalho visa aplicar o conceito de protótipo virtual na análise de um produto utilizando uma ferramenta de simulação de sistemas multicorpos para a análise de uma suspensão veicular e verificar se os dados obtidos através da análise cinemáticas das suspensões dianteira e traseira são compatíveis com os dados existentes na literatura.

Além da análise do sistema, este trabalho também tem o objetivo de avaliar a ferramenta computacional na sua facilidade de uso e verificar se realmente o protótipo virtual permite um desenvolvimento rápido de projeto permitindo alterar as especificações do modelo de acordo com as necessidades e realizar as simulações com essas alterações.



## Capítulo 2

# Evolução da Concepção de Suspensões.

### 2.1 Primeiros Sistemas de Suspensões

O primeiro sistema de suspensão foi o utilizado em carruagens e era composto de molas semi-elípticas (feixe de molas) que isolavam os passageiros do desconforto provocado pelas irregularidades da via (que na maioria das vezes eram terrenos bastantes irregulares). A principal vantagem do feixe de molas é a simplicidade de fabricação e montagem. As molas eram de aço mole que podiam ser facilmente manufaturadas com uma fornalha à carvão, bigorna e martelo e temperada em água.

Neste tipo de suspensão as rodas são montadas em um eixo rígido em que o movimento de uma roda é transmitido à roda oposta provocando o esterçamento e a cambagem juntas.

Nos primórdios do desenvolvimento dos veículos a suspensão de feixe de molas foi a mais utilizada [BASTOW, HOWARD (1993)]. Por muitas décadas até 1960 o feixe de molas na suspensão traseira se tornou um padrão para os veículos de passeio e ainda pode ser encontrada atualmente em veículos comerciais leves (caminhonetes, furgões) ou em caminhões.

O nascimento da suspensão com mola helicoidal não apareceu antes da im-

plantação da suspensão independente na dianteira e era usada em conjunto com a de feixe de molas na traseira. As suspensões independentes permitem que cada roda mova verticalmente sem se afetarem. A vantagem da mola helicoidal reside no fato de não possuir atrito interno como a que ocorre na de feixe de molas devido ao escorregamento entre as lâminas do feixe. O amortecimento é realizado pelo elemento amortecedor e isto permitiu um menor espaço necessário para a montagem. Com isso abriu-se uma gama muito grande de tipos de suspensões utilizando esses dois elementos principais: mola e amortecedor telescópico e elementos de ligações (barras) que definem a geometria do sistema.

A suspensão do tipo feixe de molas [SAE handbook (1973)] continuou a ser utilizada durante muito tempo. Algumas exceções são a suspensão utilizada por Sizaire-Naudin [CAMPBELL (1991)] do tipo pilar em 1906 e alguns anos depois no veículo Lancia Lambda [BASTOW, HOWARD (1993)], [CAMPBELL (1991)].

Uma evolução da suspensão de feixe de molas foi a suspensão quatro barras. Este tipo de suspensão possui um melhor controle do centro de rolamento e uma melhor performance durante a aceleração e a frenagem [GILLESPIE (1992)].

As suspensões de eixo rígido possuem a desvantagem de transmitir o movimento de uma roda para outra. Mas a maior vantagem é a manutenção da roda na direção vertical [GILLESPIE (1992)].

Um tipo de suspensão intermediária entre a de eixo rígido e a independente é a suspensão De Dion [BASTOW, HOWARD (1993)], [GILLESPIE (1992)] surgida em 1894. Neste tipo de suspensão o diferencial fica localizado no corpo do veículo e não no eixo da suspensão, diminuindo a massa suspensa por molas.

A idéia da suspensão independente não é nova. Hans Ledwinka da Trata é considerado o pioneiro da suspensão independente em 1925, seguido pela Daimler-Benz em 1930 [MILLIKEN, MILLIKEN (1995)].

As principais vantagens da suspensão independente segundo [REIMPELL, STOLL (1996)] são:

- o pequeno espaço para a montagem;

- fácil esterçamento;
- pequeno peso;
- uma roda não influencia a outra.

Maurice O'ley foi um dos pioneiros na introdução da suspensão independente nos Estados Unidos [MILLIKEN, MILLIKEN (1995)]. Ele implementou a suspensão independente em dois veículos experimentais Cadillac, um com a suspensão do tipo Dubonnet e o outro com a de bandeja dupla [BASTOW, HOWARD (1993)]. Depois dos testes realizados, principalmente por funcionários da própria General Motors, os primeiros veículos a adotarem a suspensão independente foram o Cadillac, Buick, Chevrolet, Oldsmobile e Pontiac, por volta de 1933 [MILLIKEN, MILLIKEN (1995)]. Em apenas três anos Maurice O'ley foi o responsável pela introdução da suspensão independente nos Estados Unidos.

A suspensão MacPherson é hoje a mais utilizada nos veículos de passeio e uma das suas vantagens é que todas as partes da suspensão e do controle de atitude da roda são combinados numa única montagem [REIMPELL, STOLL (1996)]. Ela foi uma evolução da suspensão de bandeja dupla, com a substituição do braço superior pela fixação do amortecedor diretamente no corpo do veículo. Este tipo de montagem é equivalente a substituição do braço superior por um braço de comprimento infinito [MILLIKEN, MILLIKEN (1995)].

### 2.1.1 Métodos para a Análise de Suspensões

Inicialmente, antes do advento do computador como uma ferramenta acessível, a análise do comportamento da suspensão era realizada através de um modelo simplificado e aplicação das leis de Newton. Esse método analítico era sujeito a erros. Com o aumento da complexidade dos modelos essa análise começou a ficar extremamente difícil e mudanças no modelo necessitavam que o cálculo fosse realizado novamente à mão [COSTA (1994)], [BASTOW, HOWARD (1993)], [KORTUM, SCHIEHLEN (1985)].

Com o advento do computador o projetista pode resolver as equações do modelo que ele fez via um programa escrito numa linguagem de alto nível (como FOR-

TRAN ou C). Mas isto também continuou a consumir bastante tempo e começaram a surgir empresas que forneciam pacotes prontos para a análise de sistemas mecânicos. Inicialmente a entrada dos dados desses pacotes era feita à mão ou através de arquivos textos. Posteriormente, com o desenvolvimento da computação gráfica começaram a surgir pacotes em que a entrada dos dados era feita através de ícones representando os elementos do modelo (por exemplo: amortecedor, mola, juntas, forças etc..).

Outras metodologias de cálculo como a aplicação de sistemas multicorpos na análise de sistemas de suspensão [SCHWERTASSEK, ROBERSON (1985)] simplificou enormemente o cálculo e mudanças no projeto ou modelo podem ser realizadas sem grandes perdas de tempo. Um exemplo de programa mais utilizado na análise de sistemas multicorpos é o ADAMS.

### 2.1.2 Protótipo Virtual no Projeto e Análise de Suspensões

Dentre os novos conceitos existentes (à respeito dos processos produtivos) na engenharia, a Engenharia Simultânea [HAUG et al. (1993)] tem sido um dos que têm causado maior impacto em termos de melhoria da qualidade, redução de custos e aumento da produtividade na obtenção de novos produtos. Um dos pilares que tem possibilitado este sucesso é a redução significativa do tempo de desenvolvimento e custos de produtos através de técnicas de simulação computacional. Estas técnicas possibilitam avaliar o produto final em seus mais diferentes aspectos, tais como: propriedades mecânicas; desenho do produto; propriedades cinemáticas e dinâmicas; ergonomia; facilidade de montagem; etc. Essas avaliações são realizadas sem a necessidade da existência de um protótipo físico, podendo ser simuladas em computador. Essas simulações devem ser realizadas por ferramentas computacionais compatíveis com as análises desejadas, obtendo-se desta forma protótipos virtuais do produto a ser fabricado. Através destas ferramentas é possível introduzir e testar modificações no protótipo muito rapidamente e a um custo bastante reduzido, resultando desta forma em um projeto muito próximo de sua configuração ótima.

Tradicionalmente o desenvolvimento de um novo produto era baseado em um protótipo físico para se fazer um estudo do sistema e chegar a um projeto ótimo [TEDAS (1990)], [MDI (1994)], [CiME (1995)], [HAUG et al. (1993)]. Mas para isso

eram necessários:

- projetar e construir as ferramentas manualmente para se produzir os componentes;
- montar manualmente o protótipo;
- instrumentar o protótipo com acelerômetros, "strain gauges" e outros instrumentos de medida, consumindo uma grande quantidade de tempo;
- realizar uma bateria de testes e torcer para que interferências e instabilidades no sistema possam ser evitadas;
- interpretar os dados e rever pilhas de "papers" para determinar se os dados foram válidos;
- rever o projeto e se necessário reconstruir o protótipo e começar todo o processo novamente.

Em contraste o estudo através do protótipo virtual permite um desenvolvimento mais barato e mais rápido, pois permite:

- criar e montar graficamente as partes do sistema (protótipo virtual);
- instrumentar o protótipo virtual ;
- realizar testes mudando os parâmetros de projeto;
- verificar visualmente a simulação dos testes;
- coletar os dados automaticamente e apresentá-los no formato de gráficos;
- que a decisão seja tomada em conjunto com a equipe de desenvolvimento.

Para um programa ser útil e confiável certos requisitos básicos necessários são [KORTUM, SCHIEHLEN (1985)]:

- Manipulação: o programa deve ter uma interface agradável (de preferência gráfica) e com o mínimo de perguntas para a entrada de dados.

- Documentação: somente programas com documentação completa, com guia do usuário deve ser utilizada. A documentação deve conter informações sobre a faixa de validação do modelo, aproximações e suposições.

- Confiabilidade: o programa deve ser validado com dados reais para que os seus resultados estejam de acordo com os dados experimentais.

- Portabilidade: para facilitar a transferência, o programa deve ser escrito em uma linguagem de alto nível em que existam compiladores para diversas plataformas (por exemplo FORTRAN). As rotinas dependentes do sistema operacional devem ser mínimas.

- Integridade: para certas áreas, como a de dinâmica de veículos, é desejável ter somente um pacote de programas integrados disponível. Isto ajuda na necessidade de se aprender diferentes conceitos e linguagens para um tipo de problema, e também torna possível comprar ferramentas de diversos fornecedores.

- Interoperabilidade: deve ser possível a comunicação com outros tipos de ferramentas (programa de elementos finitos por exemplo).

- Eficiência: a eficiência do programa, isto é, os requisitos de armazenamento e tempo de processamento.

- Manutenção: programas devem ser melhorados e corrigidos permanentemente. O fornecedor deve oferecer assistência, manutenção e atualizações do programa.

### **2.1.3 Programas Utilizados para a Pesquisa e Desenvolvimento de Sistemas de Suspensão.**

O ADAMS é um programa que foi desenvolvido para realizar a análise e projetos de sistemas mecânicos multicorpos. O processo de construção e análise de protótipos virtuais envolve três fases distintas (figura 2.1): pré-processamento, solução das equações, pós-processamento.

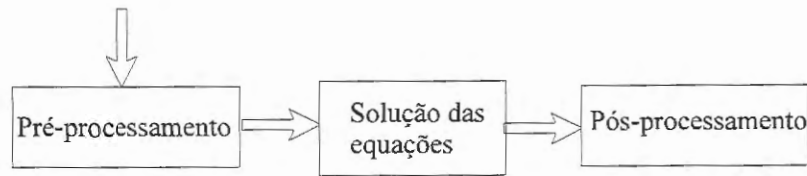


Figure 2.1: Fases da construção de protótipos virtuais.

### **Pré-processamento**

Fase em que é definida a topologia do sistema multicorpos, isto é, definição do número de corpos rígidos que compõem o sistema, de como eles estão interconectados entre si e qual o tipo de vínculo destas interconexões. Os parâmetros inerciais (massas, momentos de inércia) também devem ser fornecidos. Nesta fase pode ser associada uma geometria aos elementos do sistema multicorpos, de tal forma que ele tenha a aparência do sistema físico real. Para esta finalidade o ADAMS dispõe de recursos de edição de CAD (ADAMS-View) ou ainda pode importar desenhos em formato "iges" criados em outros programas de CAD.

### **Solução das equações**

A partir da definição do sistema realizada na primeira fase, o ADAMS (através do módulo ADAMS/Solver) soluciona as equações de movimento e gera os resultados necessários para a próxima fase, o pós-processamento.

### **Pós-processamento**

Com os dados obtidos do ADAMS/Solver é possível visualizar a simulação do sistema. Essa simulação possui recursos de animação gráfica. A informação fornecida pela simulação serve para verificar as características de performance do sistema e a resposta do sistema nas condições de operação.

Com base nos resultados da simulação, parâmetros de projeto podem ser ajustados para aumentar a performance do sistema.

Outro programa para modelagem da suspensão que simula as características de dirigibilidade de um veículo completo foi desenvolvido pela Ford e é conhecido pelo nome de FRESH ( "Ford Research Handling") [BASTOW, HOWARD (1993)]. Este sistema foi desenvolvido inicialmente para capturar o comportamento necessário para se estudar questões como a resposta dinâmica e qualidades subjetivas como 'sensação de dirigibilidade '. É de particular interesse as características de tração dianteira do veículo, condições difíceis de dirigibilidade, efeitos aerodinâmicos e comportamento de adesão limite dos pneus. Vibração, ruídos e carregamentos estruturais não são considerados inicialmente para simplificar os procedimentos e os cálculos.

As simulações do FRESH são capazes de reproduzir uma grande gama de condições de operações e situações de controle. Ele pode ser utilizado para prever a performance de diferentes sistemas de suspensão, estudar a dirigibilidade em condições difíceis, analisar a estabilidade provocada por ventos laterais em diferentes configurações aerodinâmicas e investigar efeitos de torques de esterçamento em veículos de tração dianteira.

O SD/FAST é um programa de sistemas multicorpos que utiliza as propriedades inerciais e geométricas do sistema para gerar rotinas que contêm as equações de movimento [COSTA et al. (1993)]. Essas rotinas são um mapa do sistema, que detalham o número de corpos rígidos e as suas conexões, gerando um vetor de estado para os deslocamentos e as velocidades. As simulações são realizadas através do pacote ACSL, que com as entradas geradas pelo SD/FAST resolve as equações de movimento calculando as forças no sistema [COSTA et al. (1993)]. Este dois pacotes são voltados exclusivamente para a análise de sistemas multicorpos em geral, não possuindo um pacote específico para a área de suspensão veicular.

Outro exemplo de programa para a análise de suspensões é o DRICOM ("Drive/Compose") [BASTOW, HOWARD (1993)] mecanismo de otimização utilizado para estabelecer a geometria inicial da suspensão possibilitando que as rodas e o sistema de freio possam ser adicionados para a análise da suspensão.

O programa DRICOM [BASTOW, HOWARD (1993)] primariamente faz a análise estática requerida para diferentes alturas , esterçamento e ângulos da suspensão (convergência, cambagem etc..) e efeitos das mudanças dos componentes em estágios



iniciais do projeto do veículo.

COMPOSE [BASTOW, HOWARD (1993)] é um programa que foi desenvolvido especificamente para a simulação do mecanismo de esterçamento das suspensões dianteira independentes.

DRIVE [BASTOW, HOWARD (1993)] pode ser utilizado em uma variedade de configurações de suspensões, desde eixos rígidos até sistemas de suspensão independentes. Ele investiga as vibrações e os efeitos dos ângulos do eixo de tração. Com DRIVE é possível otimizar os ângulos das juntas para reduzir excitações torcionais e aumentar o nível de conforto interno.

O sSNAP ( "Static Suspension Non-Linear Analysis Program ") [sSnap for Windows], que pode ser obtido através da SAE, é um programa para plataforma Windows que oferece modelos prontos de suspensões que podem ser modificados facilmente através de uma planilha que mostra os dados da suspensão. Possui saída gráfica permitindo a visualização da suspensão e modificações podem ser feitas diretamente do desenho ou através do arquivo de dados. Os resultados podem ser plotados em gráficos mostrando as variações de camber, ângulo de convergência e cáster etc.. Este programa realiza somente a análise cinemática do modelo.

## Capítulo 3

# Revisão Teórica

### 3.1 Tipos de Suspensões

Os tipos de suspensões podem ser divididos em dois grandes grupos: eixo rígido e suspensão independente. Dentro desses dois grupos existem diversos tipos de suspensões com diferentes geometrias. As suspensões de eixo rígido são utilizadas atualmente em muitas suspensões traseiras e na dianteira de alguns caminhões com tração nas quatro rodas. Já as suspensões independentes são utilizadas na dianteira da maioria dos veículos de passeio.

#### 3.1.1 Eixo Rígido

As rodas são montadas em um eixo rígido em que o movimento de uma roda é transmitido à roda oposta provocando o esterçamento e a cambagem juntas. O eixo rígido é usado normalmente na traseira de caminhões e utilitários e na dianteira de caminhões pesados em que altas capacidades de carregamento são exigidas.

Eixos rígidos possuem a vantagem de que a cambagem não é afetada pelo rolamento do chassis. A cambagem é pequena em uma curva exceto pela pouca compressão nos pneus que são externos à curva. O alinhamento dos pneus é mantido, minimizando o desgaste do pneu. A maior desvantagem do eixo rígido é sua sustentabilidade às vibrações provocadas nas rodas e no sistema de esterçamento.

### Suspensão de feixe de molas

Esse tipo de suspensão possui feixe de molas semi-elípticas como mostra a figura 3.1 e a tração é feita através de um eixo de transmissão longitudinal com juntas universais para a transmissão do torque [SAE handbook (1973)].

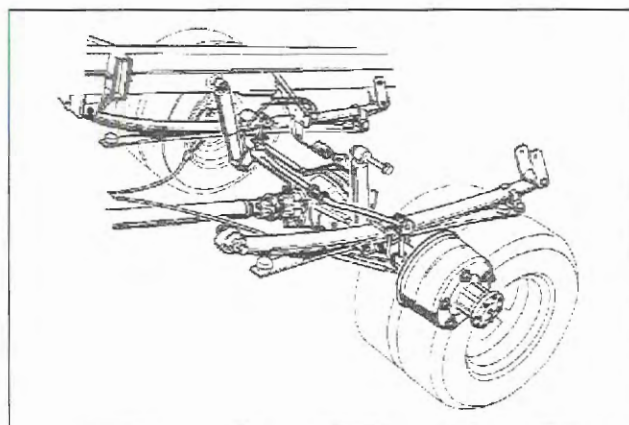


Figura 3.1: Suspensão traseira do tipo feixe de molas

O feixe de molas é o tipo de suspensão mais simples e barata. Na direção vertical ela oferece pouca rigidez mas nas direções lateral e longitudinal ela é bastante rígida, reagindo às várias forças entre a massa suspensa e a não suspensa (chassis). Uma desvantagem do feixe de molas é o alto atrito entre as lâminas do feixe.

### Quatro barras

A suspensão traseira de quatro barras, mostrada na figura 3.2, foi desenvolvida para veículos grandes de passeio com eixo rígido traseiro. Os braços de controle inferior provêm um controle longitudinal do eixo enquanto os braços superiores absorvem os torques de frenagem e tração e as forças laterais.

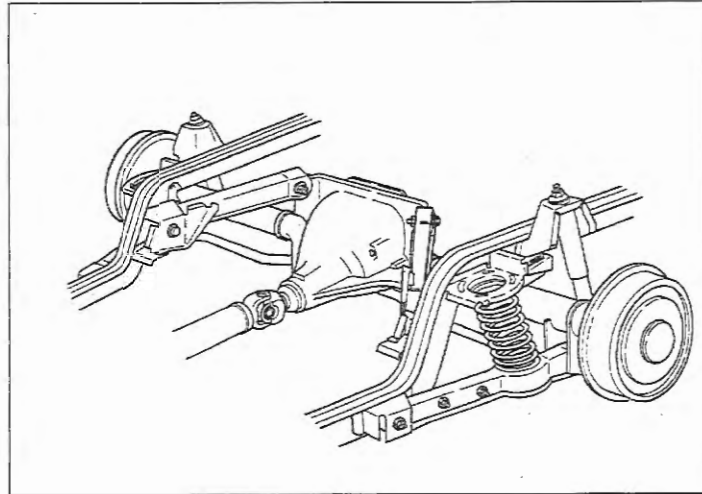


Figura 3.2: Suspensão traseira quatro barras

### De Dion

É um meio termo entre a suspensão de eixo rígido e a independente (figura 3.3). Ela consiste de um tubo entre as duas rodas com o diferencial montado no corpo do veículo e dois semi-eixos de tração. Como no eixo rígido, a de Dion mantém as rodas na direção vertical enquanto a massa não suspensa é reduzida pela remoção do diferencial do eixo. Uma das desvantagens da de Dion é a necessidade de um tubo de escorregamento que adiciona atrito ao sistema.

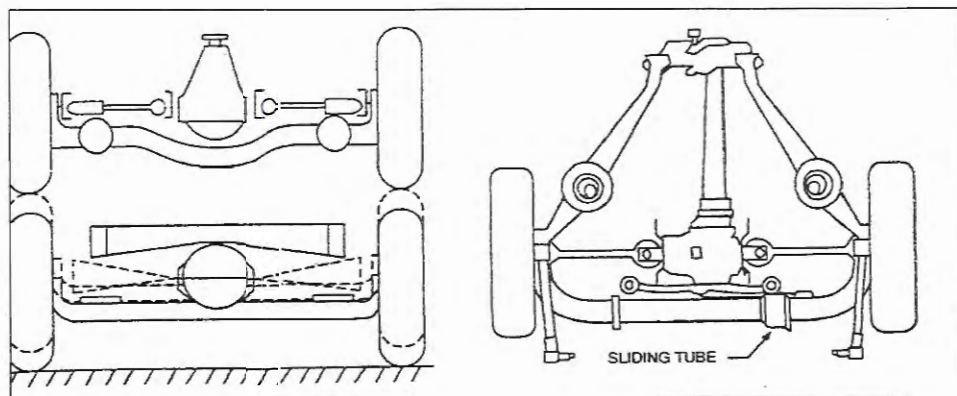


Figura 3.3: Suspensão traseira De Dion

### 3.1.2 Suspensões Independentes

Em contraste à suspensão de eixo rígido, as suspensões independentes permitem que cada roda mova verticalmente sem se afetarem. Quase todos os veículos de passageiros e caminhões leves utilizam suspensões dianteira independentes.

As suspensões independentes reduziram em muito os problemas de vibrações causadas pelas rodas e pelo sistema de esterçamento, característico das suspensões de eixo rígido pelo acoplamento entre as rodas. O controle da atitude da suspensão também é maior pela facilidade com que se pode alterar a sua geometria para se obter um melhor controle do rolamento e do esterçamento. Outra vantagem da suspensão independente é o maior espaço para a colocação do motor.

#### Suspensão do Tipo "Trailing Arm "

Uma das mais simples e econômica suspensão dianteira independente é a "trailing arm" utilizada pela Volkswagen e Porsche na época da Segunda Guerra Mundial. Esta suspensão, mostrada na figura 3.4, utiliza dois braços iguais e paralelos de arrasto ("trailing arm") conectados à uma barra de torção lateral que atua como uma mola.

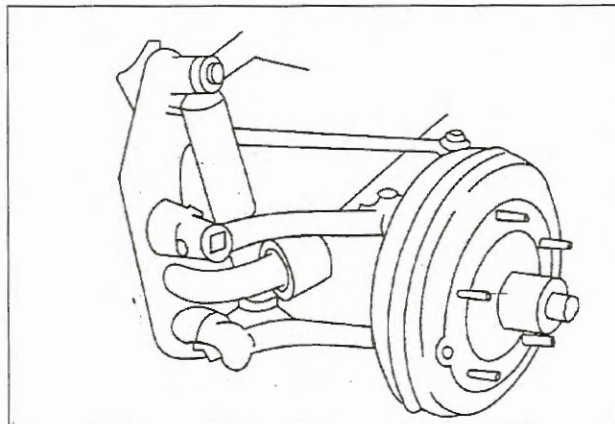


Figura 3.4: Suspensão dianteira independente do tipo "trailing arm "

Com esse projeto as rodas se mantêm paralelas ao chassi e a cambagem com o rolamento do veículo.

### Suspensão Dianteira do Tipo SLA

Esse tipo de suspensão utiliza dois braços de controle como mostra a figura 3.5. O braço de controle inferior e superior usualmente possuem comprimentos diferentes, de onde vêm o acrônimo SLA (do inglês "short-long arm" - braço curto-longo).

A suspensão SLA é bem adaptada para veículos de motor frontal com tração traseira por causa do espaço que sobra para se colocar o motor longitudinalmente.

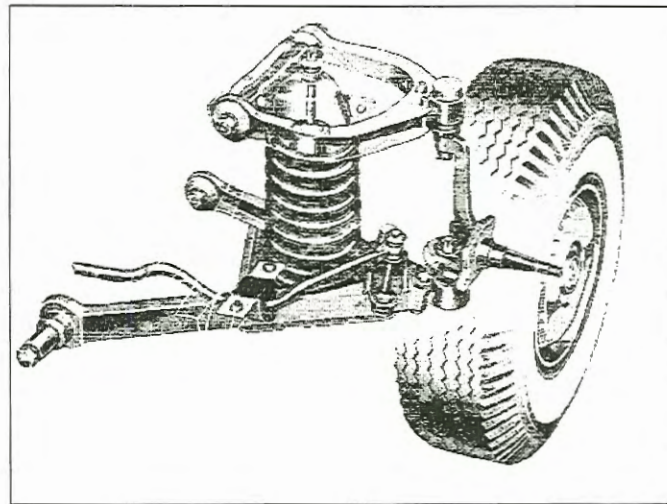


Figura 3.5: Suspensão dianteira SLA

### Suspensão do Tipo MacPherson

O engenheiro de suspensão da Ford Earle S. MacPherson [BASTOW, HOWARD (1993)] desenvolveu uma suspensão com geometria similar a da suspensão dianteira de bandeja dupla com braços de comprimentos diferentes com uma configuração do tipo suporte (figura 3.6). O suporte é um amortecedor telescópico com a roda rigidamente presa em sua extremidade, de tal modo que o suporte mantém a roda na direção do camber. A extremidade superior é fixada no chassi do veículo e a extremidade inferior é localizada por ligações que suportam as forças lateral e longitudinal. Por causa da necessidade da suspensão possuir uma inclinação para dentro do veículo, a roda provoca um momento no suporte que causa um atrito na suspensão. Isto é evitado colocando a mola com o mesmo ângulo de inclinação do suporte.

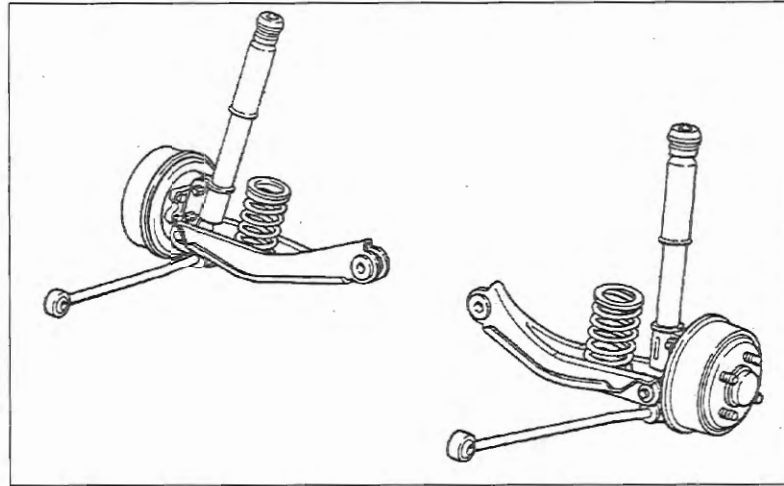


Figura 3.6: Suspensão do tipo MacPherson

A suspensão MacPherson reserva bastante espaço para motores transversais e é utilizada na maioria dos veículos de tração dianteira. Os pontos de conexões no chassis do veículo são separados o que é ideal para veículos com construção monobloco. Ela possui poucas partes e a capacidade de distribuir o carregamento sobre uma grande área do chassis.

A suspensão MacPherson também pode ser utilizada na traseira, como pode ser visto na figura 3.7.

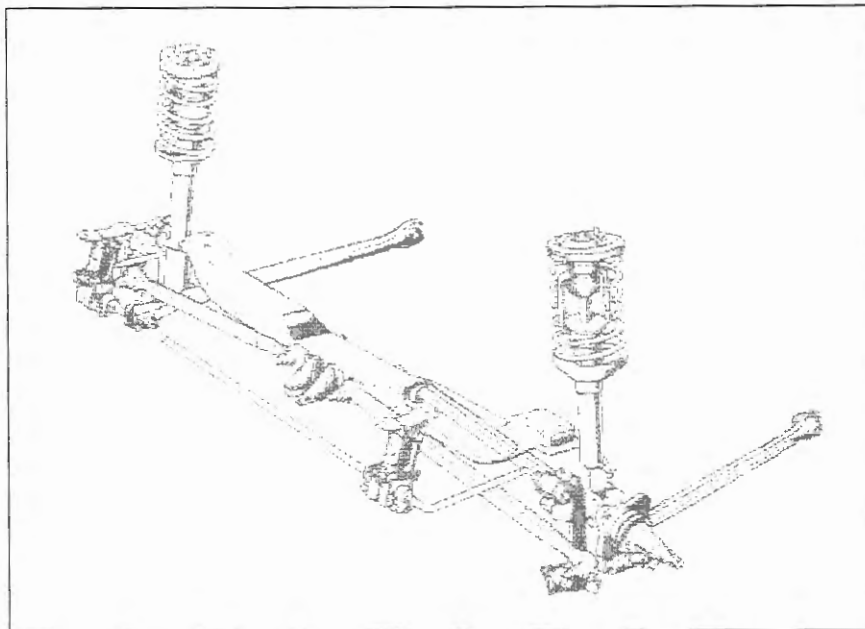


Figura 3.7: Suspensão traseira do tipo MacPherson.

### Suspensão Traseira Multi Barras

A suspensão multi barras (figura 3.8) é caracterizada pelas conexões com juntas esféricas nas suas extremidades, portanto, ela não sofre momento de flexão.

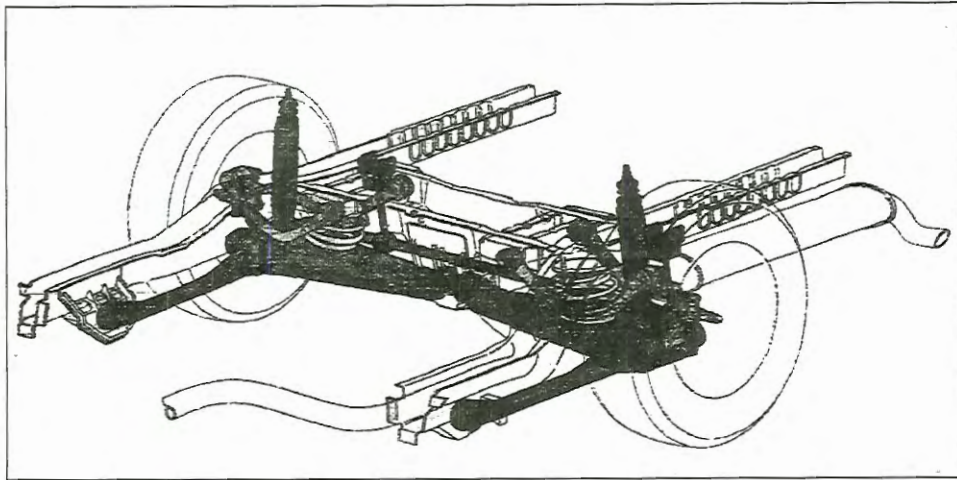


Figura 3.8: Suspensão traseira do tipo multi barras

Quatro barras são necessárias para controle longitudinal e lateral das rodas e torque de reação da frenagem e tração. A utilização de barras possibilita flexibilidade no projeto da suspensão.

### Suspensão Traseira "Trailing-Arm "

Suspensão geralmente utilizada para veículos de competição (figura 3.9). Os braços de controle absorvem as forças longitudinais e momentos de frenagem e aceleração . Ela possui a vantagem de diminuir a massa não suspensa pela montagem do diferencial no corpo do veículo.



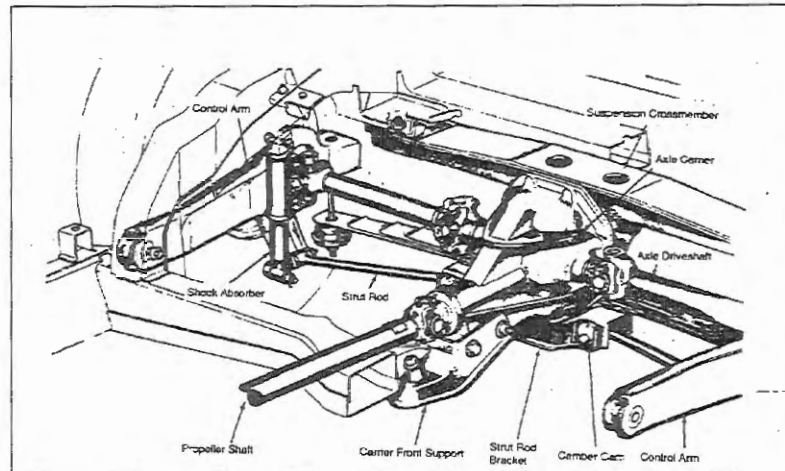


Figura 3.9: Suspensão traseira trailing arm

## 3.2 Dinâmica de Veículos

A dinâmica de veículos estuda o movimento do veículo e de suas partes em relação aos esforços aplicados pelo ambiente e comandos do motorista. Mas normalmente no estudo da dinâmica de veículos o motorista é desprezado pela dificuldade de modelar matematicamente o ser humano, portanto, o estudo do sistema é feito em malha aberta.

As leis físicas utilizadas na dinâmica de veículos são as leis de Newton. Elas descrevem as relações de esforços que atuam em um sistema em relação a um referencial inercial. Para isso é necessário a adoção de um sistema de coordenadas.

O sistema de coordenadas pode ser global ou local. No sistema de coordenadas global as grandezas do movimento são expressas no referencial inercial, como mostra a figura 3.10. Esse sistema não é muito utilizado devido ao fato das propriedades inerciais (momento e produtos de inércia) variarem com o movimento.

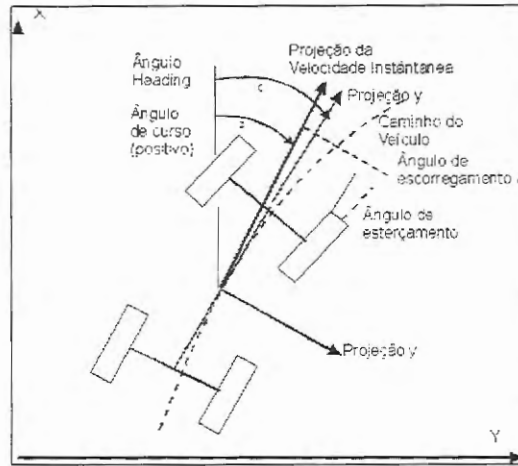


Figura 3.10: Sistema de coordenadas globais

As grandezas expressas no referencial global são: direção do veículo, direção da trajetória e trajetória  $(x,y)$ .

As grandezas do movimento são projetadas no diferencial local mas elas são definidas em relação ao referencial inercial ou absoluto. A figura 3.11 mostra o sistema de coordenadas locais adotado pela SAE.

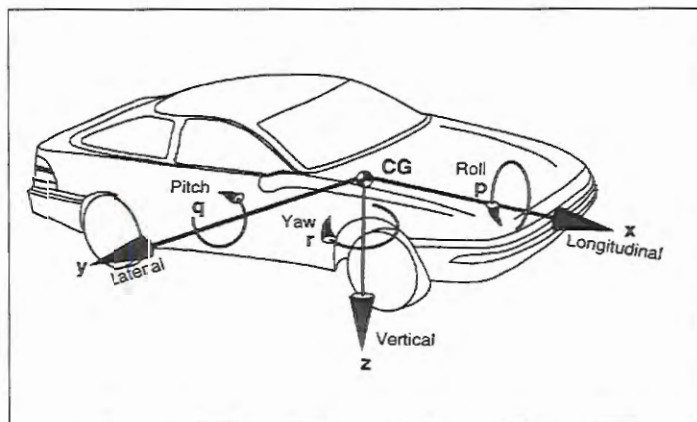


Figura 3.11: Sistema de coordenadas SAE

Para a classificação dos problemas em dinâmica de veículos é necessário a divisão em vários subsistemas. Isto pode ser observado na figura 3.12.

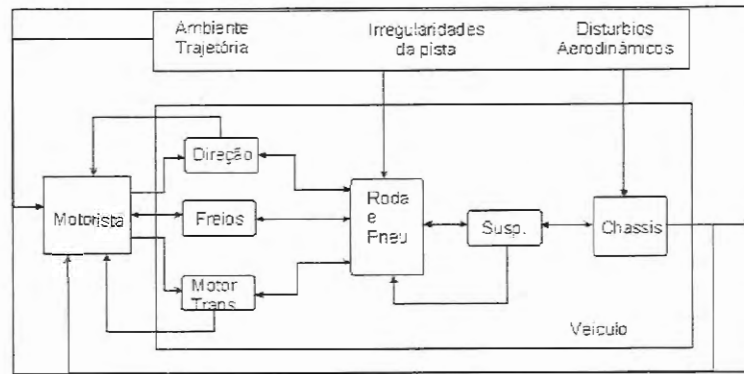


Figura 3.12: Diagrama veiculo/subsistemas

O presente trabalho ocupa-se somente do subsistema da suspensão e de suas interações com os subsistemas do chassis.

O estudo da dinâmica da suspensão é dividido em duas áreas: dinâmica vertical e dinâmica lateral. A dinâmica vertical compreende o movimento vertical  $z$  e as rotações em torno de  $x$  e  $y$ . Já a dinâmica lateral compreende o movimento lateral  $y$  e as rotações em  $z$  e  $x$ .

Na dinâmica vertical a suspensão é responsável pela isolamento das vibrações do chassis e da manutenção do contato entre pneu e via. Na dinâmica lateral ela afeta as características de esterçamento e os movimentos de rolamento do chassis.

### 3.3 Dinâmica Vertical

O estudo da dinâmica vertical em veículos visa conhecer o comportamento do veículo e da carga que ele transporta (pessoas ou equipamentos) quando é submetido às excitações externas ao corpo do veículo ou internas ao corpo do veículo. As excitações externas são provocadas pelas irregularidades da via e as internas pelas rodas e conjunto motor transmissão.

O veículo pode ser pensado como um sistema dinâmico como mostra a figura 3.13. A resposta do sistema determina a magnitude e direção da vibração imposta no compartimento de passageiros e, por consequência, determina a percepção do passageiro.

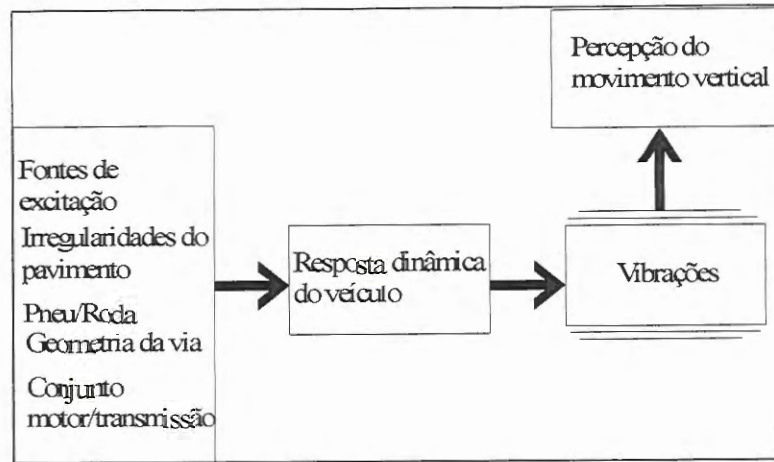


Figura 3.13: Sistema da dinâmica vertical

### 3.3.1 Fontes de excitação

As fontes de excitação são de duas classes: irregularidades da pista e excitações internas ao veículo.

#### Irregularidades da pista

As irregularidades podem ser classificadas em eventuais ou inerentes.

As irregularidades eventuais (imperfeições no pavimento, lombadas) são funções determinísticas no tempo (degrau, rampas, funções harmônicas).

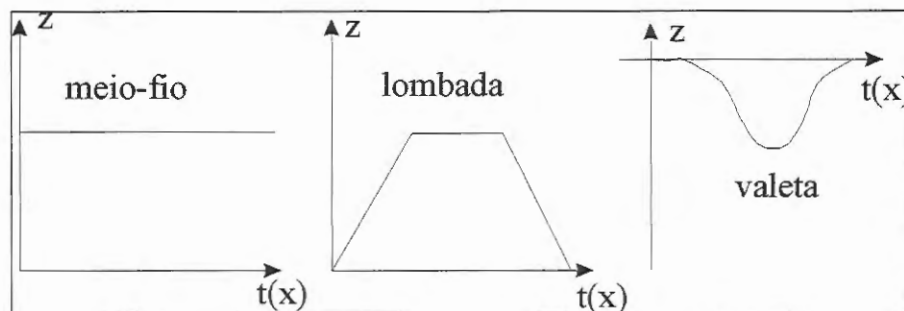


Figura 3.14: Modelos de irregularidades eventuais

As irregularidades inerentes são provocadas por falhas no pavimento e essas falhas são desvios rãndomicos causados pelo próprio método de construção da via. Esses

desvios podem ser aproximados por funções aleatórias com propriedades estatísticas e uma das mais utilizadas é a densidade espectral média quadrada (em inglês PSD- "Power spectral density").

### Excitações Internas ao Veículo

As imperfeições na fabricação dos pneus, rodas, cubos, freios e outras partes rotativas resultam em não uniformidades de três tipos: massa não balanceada, variações dimensionais e variações na rigidez. Essas não uniformidades em combinação com a montagem do conjunto pneu/roda causam variações nas forças e momentos no contato entre pavimento e pneu e no rolamento. Essas forças e momentos são transmitidos ao eixo do veículo agindo como uma fonte de excitação. As variações da força podem ser na direção vertical (radial), longitudinal (trativa) ou lateral.

Outra fonte de excitação no veículo é causada pela rotação do sistema de transmissão. O sistema de transmissão consiste do eixo de transmissão, câmbio, diferencial e eixo de conexão com a roda. O desbalanceamento do eixo pode gerar forças rotacionais que impõem forças nas direções vertical e lateral.

### 3.3.2 Modelagem da Suspensão

Em baixas frequências o corpo do veículo possui um movimento único na suspensão. Os eixos e outras montagens da suspensão e da roda formam a massa não suspensa por molas e possuem movimento de corpo rígido e, conseqüentemente, impõem forças de excitação no corpo do veículo.

Para a modelagem do sistema de suspensão, separamos os elementos que a compõem e aplicamos as leis de Newton para conhecer o seu comportamento. As entradas da via podem ser modeladas como forças de funções conhecidas (entrada senoidal ou degrau por exemplo) aplicadas no pneu.

### Modelo de Suspensão

A dinâmica da suspensão pode ser representada por um modelo de um quarto de carro como mostrado na figura 3.15. Neste modelo a massa  $M_s$  representa a massa do corpo do veículo,  $K_s$  e  $B_s$  representam respectivamente a mola e o amortecedor,  $M_u$  é a massa formada pelo conjunto roda, elementos de ligação (braços de controle), freio e manga do eixo,  $K_t$  é a rigidez do pneu,  $F_s$  é a força aplicada no corpo do veículo e  $F_u$  a força aplicada na suspensão.

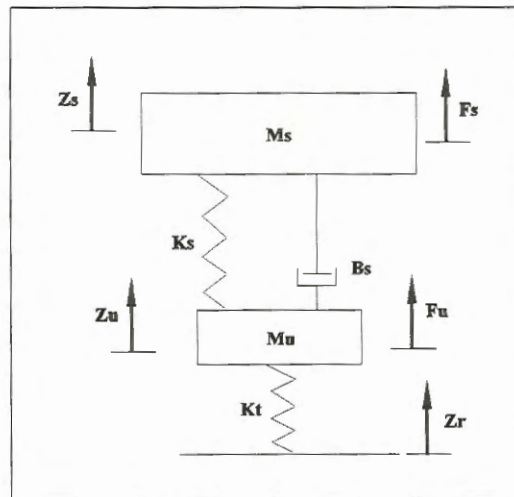


Figura 3.15: Modelo de um quarto de carro

A rigidez vertical efetiva, dada pela associação em série da suspensão e do pneumático é chamada de "ride rate" em inglês. Ela é dada pela seguinte equação:

$$RR = \frac{K_s K_t}{K_s + K_t}$$

em que:

$RR$  = Rigidez vertical efetiva

$K_s$  = Rigidez da suspensão

$K_t$  = Rigidez do pneu

A frequência natural vertical aproximada de cada quarto de veículo é dada pela equação:

$$\omega_s = \sqrt{\frac{RR}{M_s}} \quad (3.1)$$

em que:

$M_s$  = Massa do chassis

Quando o amortecimento está presente a frequência natural amortecida é dada por:

$$\omega_d = \omega_s \sqrt{1 - \xi_s^2}$$

em que:

$$\xi_s = \text{Razão de amortecimento} = \frac{C_s}{2\sqrt{K_s M_s}}$$

$C_s$  = Coeficiente de amortecimento

Nos carros de passageiros o coeficiente de amortecimento se situa entre 0.2 e 0.4. Por causa da pequena diferença entre as duas frequências  $\omega_s$  é usualmente utilizado.

Uma relação bastante usada nos estágios preliminares do projeto é a deflexão estática  $M_s g / K_s$  da suspensão. Traçando-se o gráfico deflexão estática versus frequência natural tem-se a figura 3.16.

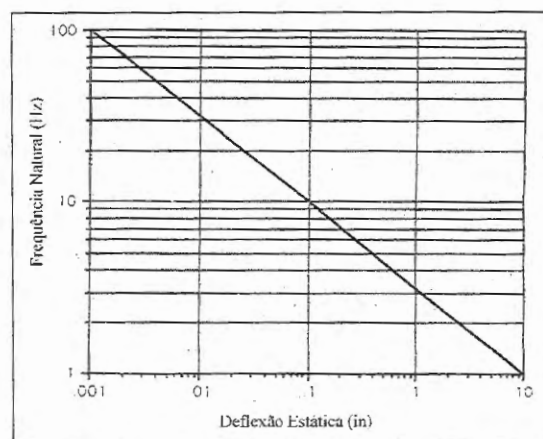


Figura 3.16: Deflexão Estática x  $\omega_n$

A escolha preliminar da rigidez da suspensão deve ser um compromisso entre espaço de trabalho e características de isolamento ( $\omega_s$ ). O fator limitante é o espaço de trabalho.

O modelo matemático que descreve o comportamento do sistema para as várias entradas deve ser obtido através da aplicação da 2ª lei de Newton às massas  $M_s$  e  $M_u$ .

Desta forma, aplicando a lei de Newton às massas  $M_u$  e  $M_s$ , resultam nas seguintes funções transferências:

$$\frac{\ddot{Z}_u}{\ddot{Z}_r}(s) = \frac{\left(\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{2\xi_s s}{\omega_s} + 1\right)}{\left(\frac{s^2}{\omega_{n1}^2} + \frac{2\xi_1 s}{\omega_{n1}} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{n2}^2} + \frac{2\xi_2 s}{\omega_{n2}} + 1\right)} \quad (3.2)$$

$$\frac{\ddot{Z}_u M_u}{F_s}(s) = \frac{s^2 \left(\frac{1}{K_t}\right) (\tau_s s + 1) M_u}{\left(\frac{s^2}{\omega_{n1}^2} + \frac{2\xi_1 s}{\omega_{n1}} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{n2}^2} + \frac{2\xi_2 s}{\omega_{n2}} + 1\right)} \quad (3.3)$$

$$\frac{\ddot{Z}_u M_u}{F_u}(s) = \frac{s^2 \left(\frac{1}{K_t}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_s^2} + \frac{2\xi_s s}{\omega_s} + 1\right) M_u}{\left(\frac{s^2}{\omega_{n1}^2} + \frac{2\xi_1 s}{\omega_{n1}} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{n2}^2} + \frac{2\xi_2 s}{\omega_{n2}} + 1\right)} \quad (3.4)$$

$$\frac{\ddot{Z}_s}{\ddot{Z}_r} = \frac{(\tau_s s + 1)}{\left(\frac{s^2}{\omega_{n1}^2} + \frac{2\xi_1 s}{\omega_{n1}} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{n2}^2} + \frac{2\xi_2 s}{\omega_{n2}} + 1\right)} \quad (3.5)$$

$$\frac{\ddot{Z}_s M_s}{F_u}(s) = \frac{s^2 \left(\frac{1}{K_t}\right) (\tau_s s + 1) M_s}{\left(\frac{s^2}{\omega_{n1}^2} + \frac{2\xi_1 s}{\omega_{n1}} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{n2}^2} + \frac{2\xi_2 s}{\omega_{n2}} + 1\right)} \quad (3.6)$$

$$\frac{\ddot{Z}_s M_s}{F_s}(s) = \frac{s^2 \left(\frac{K_t + K_s}{K_t K_s}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_u^2} + \frac{2\xi_u s}{\omega_u} + 1\right) M_s}{\left(\frac{s^2}{\omega_{n1}^2} + \frac{2\xi_1 s}{\omega_{n1}} + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{n2}^2} + \frac{2\xi_2 s}{\omega_{n2}} + 1\right)} \quad (3.7)$$



O modelo de um quarto de carro é limitado ao estudo do comportamento dinâmico na direção vertical. Com as equações acima pode-se examinar vibrações produzidas no corpo do carro como resultado das entradas de imperfeições da via, forças radiais provocadas por não uniformidades do conjunto pneu/roda ou forças aplicadas diretamente no corpo do carro por fontes internas (motor, transmissão). As respostas em frequência para a saída aceleração do chassi e aceleração da massa da suspensão devido às entradas aceleração da via, força aplicada ao chassi e força aplicada na suspensão podem ser vistas nas figuras 3.17 e 3.18 respectivamente.

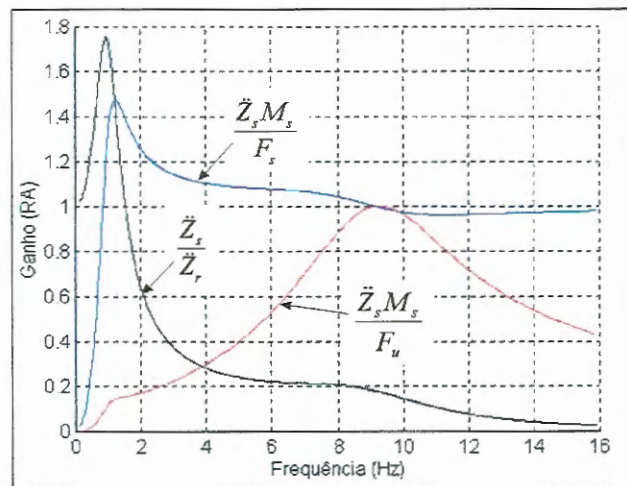


Figura 3.17: Resposta aceleração do chassi devido às irregularidades da via e às forças aplicadas no chassi e na suspensão

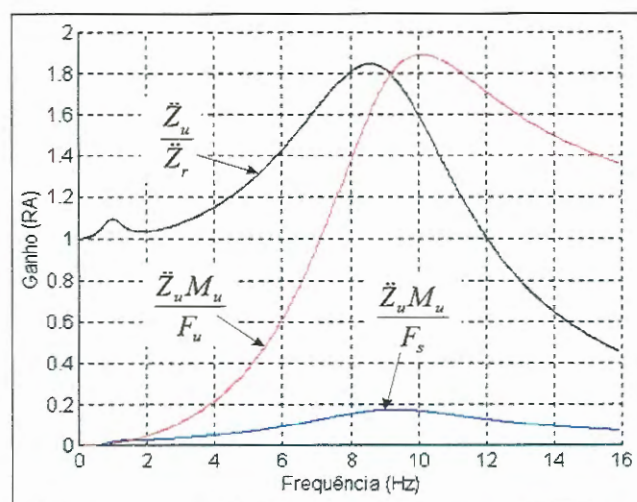


Figura 3.18: Resposta aceleração da massa da suspensão devido às irregularidades da via e às forças aplicadas no chassi e na suspensão

As propriedades básicas inerentes em um modelo de um quarto de carro combinado com o espectro típico das irregularidades da via fornece um quadro geral do espectro da aceleração do "ride" esperado de um veículo por causa das entradas da via. O espectro da aceleração do chassis pode ser calculado por um modelo linear multiplicando-se o espectro da via pelo quadrado da função transferência:

$$PSD_{saída} = |RA|^2 PSD_{entrada} \quad (3.8)$$

Em que:

$PSD_{saída}$  = PSD da aceleração do chassis

$RA$  = Ganho da resposta em frequência da via

$PSD_{entrada}$  = PSD da aceleração da entrada da via

Os resultados obtidos são mostrados na figura 3.19. A entrada da via é representado por um PSD da aceleração que cresce com a frequência. A isolamento do sistema de suspensão compensa com um decréscimo do ganho na resposta do veículo.

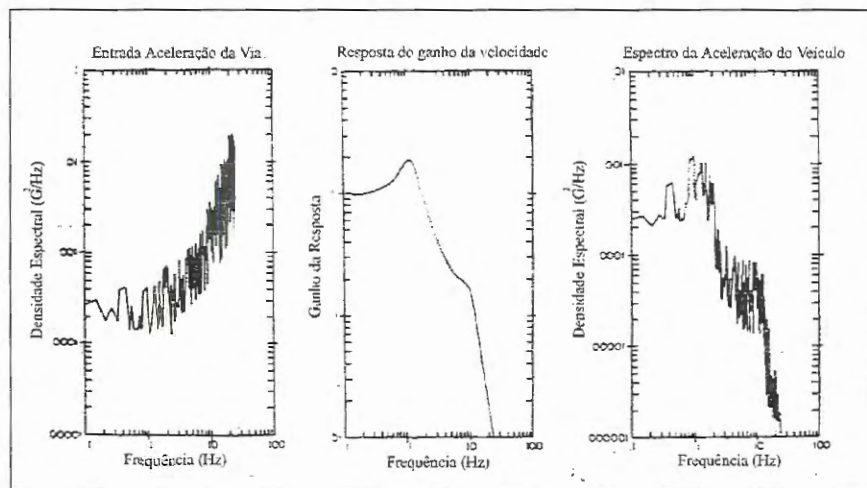


Figura 3.19: Atenuação de acelerações da via pelo veículo

### Rigidez da suspensão

A rigidez do pneu é muito maior que a da suspensão, portanto, a rigidez da suspensão predomina no "ride rate" e na frequência natural do sistema na direção vertical. Como as amplitudes da aceleração da via crescem com a frequência, a melhor isolamento é manter a frequência natural o mais baixo possível.

O efeito da aceleração transmitida ao chassis pode ser visualizada pelo comportamento da resposta do chassis devido à entrada aceleração da via (figura 3.20). Essa variação da rigidez foi feita de tal maneira que se obtivessem frequências naturais entre 1 e 2 Hz.

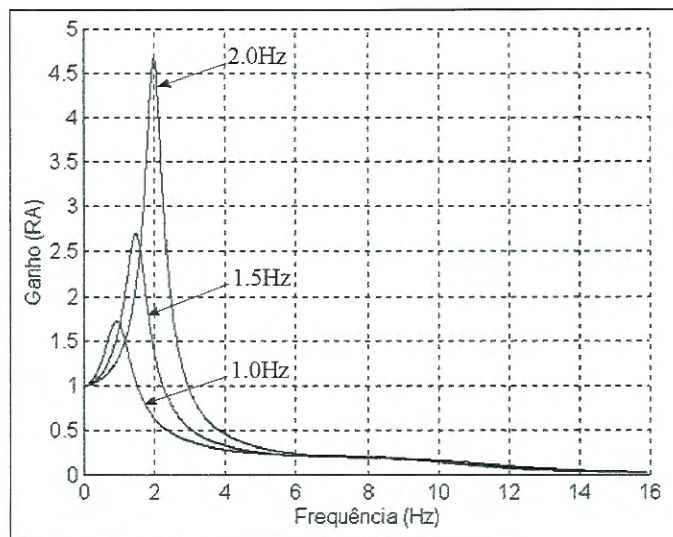


Figura 3.20: Efeito da rigidez na suspensão

A menor aceleração ocorre na frequência natural de 1 Hz. Para altos valores da frequência natural (maior rigidez da suspensão) o pico da aceleração entre 1 e 5 Hz aumenta, refletindo uma grande transmissão da aceleração da via. Os limites de espaço nos veículos de passeio restringem a frequência natural mínima entre 1 e 1.5 Hz. Usualmente a frequência natural é acima desses valores nos veículos de passeio.

### Amortecimento da suspensão

A função do amortecedor é dissipar a energia absorvida pela suspensão quando o veículo trafega em uma via com irregularidades.

O coeficiente de amortecimento do modelo de um quarto de veículo é uma composição dos coeficientes de amortecimento do numerador e do denominador das funções transferência. Normalmente no estudo desse sistema utilizamos como parâmetro o coeficiente de amortecimento  $\xi_s$  da massa suspensa, por ter um valor maior que os outros coeficientes.

O efeito nominal do amortecimento é ilustrado para um modelo de um quarto de veículo pela resposta do ganho mostrado na figura 3.21.

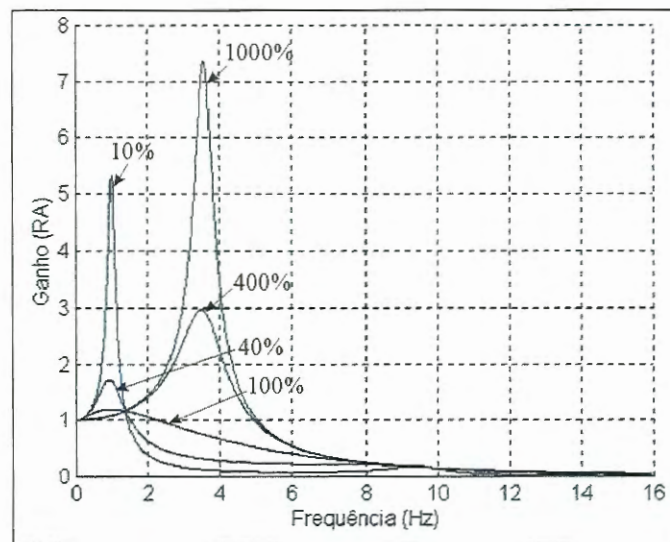


Figura 3.21: Efeito do amortecimento na isolação da suspensão.

Para um coeficiente de 10% a resposta é dominada por uma grande amplitude em 1 Hz. Razões de amortecimento de 40% é um valor típico para carros de passeio, sendo que a amplificação na frequência de ressonância é da ordem de 1.5 a 2.0.

Se o amortecimento é muito alto (acima de 200%) a rigidez aumenta em muito impedindo o movimento da suspensão e a ressonância é nos pneus (3 a 4 Hz), e o sistema oscila como se fosse um só corpo rígido.

O amortecedor além de ajudar na isolação das vibrações provocadas no veículo

também deve aumentar o contato pneu/pavimento para aumentar a dirigibilidade e a segurança. O amortecimento na compressão e extensão não são iguais (geralmente são na razão de 1:3). O amortecimento na compressão adiciona força ao chassis do veículo e portanto é necessário um baixo amortecimento. Por outro lado, na extensão, um grande amortecimento é necessário para dissipar a energia acumulada na mola.

### Ressonância do conjunto roda/suspensão

As ressonâncias do conjunto roda/suspensão são muito mais altas do que as frequências do chassis. Cada roda possui um modo de vibrar vertical que é excitado pela via, não uniformidades do pneu etc.. A frequência de ressonância das rodas é dada por:

$$\omega_u \cong \sqrt{\frac{K_t + K_s}{M_u}} \quad (3.9)$$

Em que:

$\omega_u$  = Frequência de ressonância do conjunto roda/suspensão

$K_t$  = Rigidez do pneu

$K_s$  = Rigidez da suspensão

$M_u$  = Massa do conjunto roda/suspensão

A ressonância do chassis em torno de 1 Hz não é afetada pela variação da massa mas acima desta a mudança nas frequências são evidentes. Com uma pequena massa não suspensa a ressonância do conjunto roda/suspensão é maior provendo uma melhor isolamento em médias frequências.

### Frequências de Excitações do Movimento Vertical ( "bounce ") e Rotação em Torno de y ( "pitch" )

O veículo real, devido à distância entre eixos, é um sistema de múltiplas entradas e responde com movimento vertical e rotação. Os movimentos na vertical e na rotação determinam as vibrações verticais e longitudinais em qualquer ponto do veículo.

A entrada no eixo traseiro é a mesma do eixo dianteiro porém atrasada de um certo tempo dado pela equação:

$$t_d = \frac{WB}{V_x}$$

Em que:

$t_d$  = Tempo de atraso.

$WB$  = Distância entre eixos.

$V_x$  = Velocidade do veículo.

Este tempo de atraso funciona como um filtro no ganho (RA) da resposta em frequência (RF) de "bounce" e "pitch" em função da irregularidade da pista. Este efeito é denominado filtro entre eixos como pode ser visto na figura 3.22.

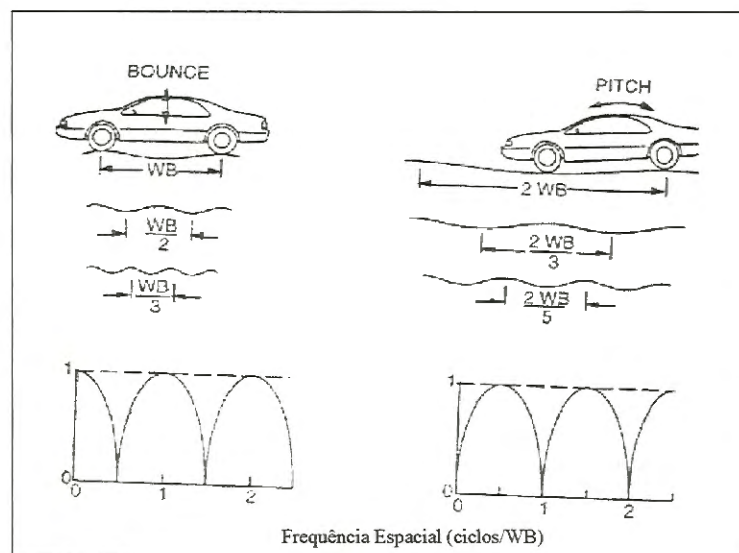


Figura 3.22: Efeito do filtro entre eixos

Para entender a influência do filtro do entre eixos é conveniente pensar o veículo como tendo os dois modos independentes.

A ocorrência somente do "bounce" acontece quando as frequências espaciais são múltiplos inteiros da distância entre eixos. Já a ocorrência somente do "pitch" é

quando as frequências espaciais são iguais à metade dos múltiplos inteiros ímpares da distância entre eixos.

O ajuste das frequências de "bounce" e "pitch" tem um efeito direto no comportamento do veículo em baixas frequências. Cada frequência possui o seu modo de vibrar associado e normalmente há um acoplamento entre eles. O comportamento em termos de frequências naturais e centros de movimento para um veículo com movimentos de "bounce" e "pitch" acoplados pode ser determinado analiticamente pelas equações diferenciais de movimento.

Quando o centro está fora do entre eixos o movimento predominante é de "bounce" caso contrário o movimento predominante é o de "pitch" como pode ser visto pela figura 3.23.

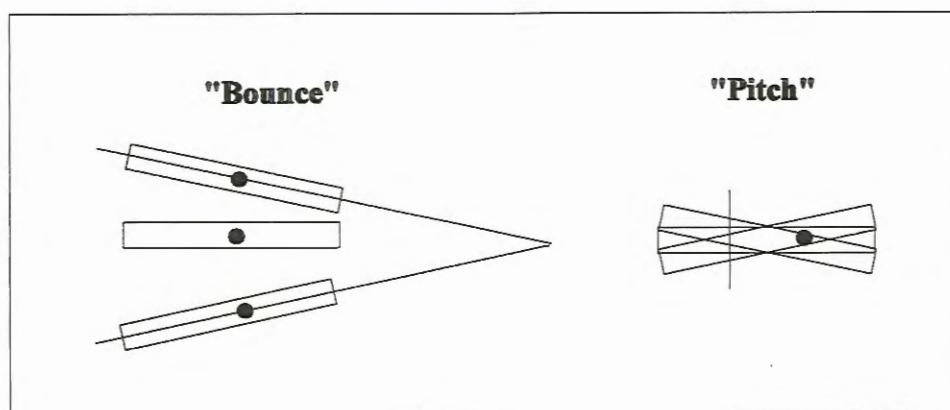


Figura 3.23: Os dois modos de vibrar do veículo.

As localizações dos centros de movimento são dependentes dos valores relativos das frequências naturais da suspensão dianteira e traseira. As frequências são dadas pelas seguintes equações:

$$f_f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_f}{M_f}}$$

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_r}{M_r}}$$

Em que:

$f_f$  = Frequência natural na dianteira

$f_r$  = Frequência natural na traseira

$K_f$  = Rigidez da mola na dianteira

$K_r$  = Rigidez da mola na traseira

$M_f$  = Massa do veículo na dianteira

$M_r$  = Massa do veículo na traseira

A figura 3.24 ilustra o lugar geométrico dos centros de movimento em função da razão das frequências naturais dianteira e traseira.

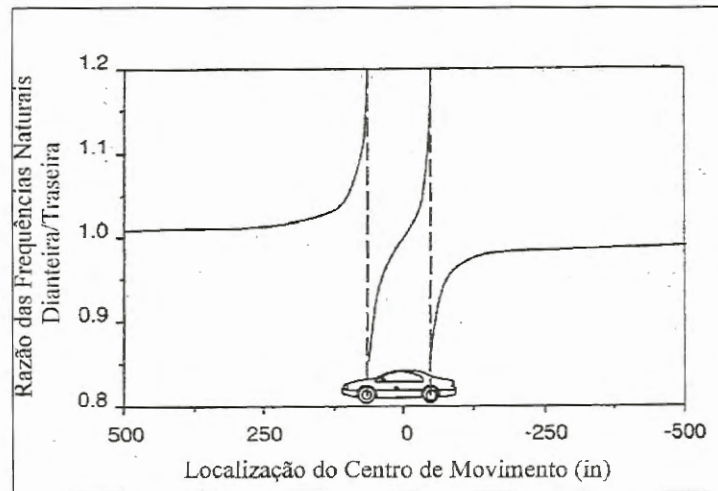


Figura 3.24: Lugar geométrico dos centros de movimento.

Frequências iguais corresponde a um desacoplamento entre os movimentos de "bounce" e "pitch". Com uma alta frequência na dianteira o centro de "bounce" esta à frente do eixo dianteiro e o de "pitch" perto do eixo traseiro. Uma baixa frequência dianteira coloca o centro de "bounce" atrás do eixo traseiro e o centro de "pitch" adiante do eixo dianteiro.



### 3.3.3 Dinâmica Lateral

A dinâmica lateral aborda os aspectos de dirigibilidade, controle e estabilidade lateral dos veículos. Uma das características mais importantes da dinâmica lateral é o gradiente sub-esterçante do veículo. Para o estudo desse gradiente é necessário a análise do veículo em regime permanente. Mas pode-se prever o comportamento em regimes não permanentes através desse gradiente (regime quase permanente).

#### Regime Permanente

O ângulo de Ackerman  $\delta_A$  é definido como o ângulo de esterçamento quando não há escorregamento. Ele é dado pela seguinte equação, baseado na figura 3.25:

$$\delta_A = \frac{L}{R} = \frac{\delta_o + \delta_i}{2}$$

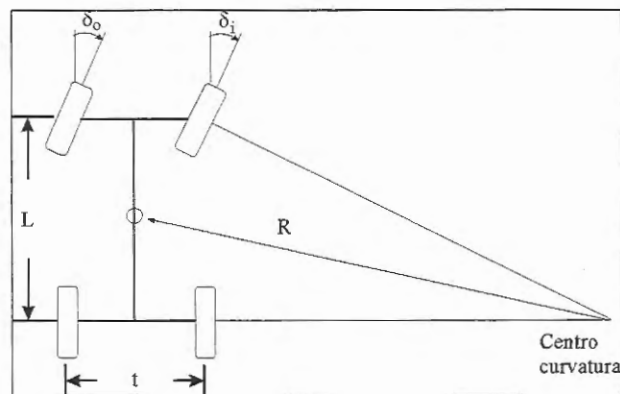


Figura 3.25: Geometria em curva

O modelo utilizado para representar em regime permanente o comportamento do veículo é o modelo de bicicleta mostrado na figura 3.26. Pequenos ângulos são assumidos e a diferença entre os ângulos de esterçamento das duas rodas dianteiras é desprezível.

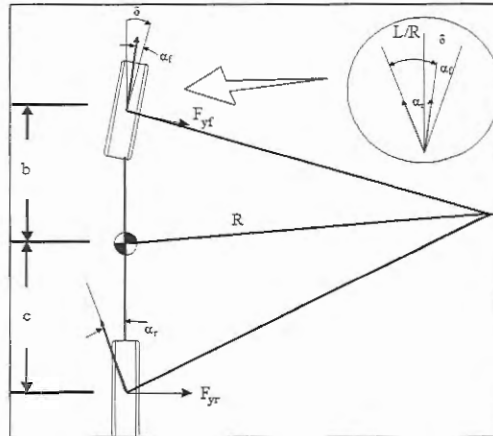


Figura 3.26: Modelo de bicicleta para a análise em regime permanente.

A somatória das forças na direção lateral é dada por:

$$F_{yf} + F_{yr} = MV^2/R$$

Em que:

$$V^2/R = \text{Aceleração centrípeta.}$$

Para um veículo com equilíbrio de momento em torno do seu centro de gravidade a somatória dos momentos da dianteira e na traseira deve ser zero:

$$F_{yf}b - F_{yr}c = 0$$

Mas:

$$F_{yf} = -C_f\alpha_f$$

$$F_{yr} = -C_r\alpha_r$$

Em que:

$C_f$  = Coeficiente de rigidez em curva dianteiro

$C_r$  = Coeficiente de rigidez em curva traseiro

$\alpha_f = \hat{\text{Ângulo de escorregamento lateral dianteiro}}$

$\alpha_r = \hat{\text{Ângulo de escorregamento lateral traseiro}}$

E os ângulos de escorregamento das rodas são:

$$\alpha_f = -\frac{cM}{C_f(b+c)} \cdot \frac{V^2}{R}$$

$$\alpha_r = -\frac{bM}{C_r(b+c)} \cdot \frac{V^2}{R}$$

### Tendências de esterçamento

Supondo o ângulo de esterçamento na traseira  $\delta_r = 0$ , o ângulo de esterçamento na dianteira  $\delta_f$  na condição de regime é:

$$\delta_1 = \frac{b+c}{R} + K_{\text{esterçamento}} \cdot \frac{V^2}{R}$$

Sendo o gradiente de esterçamento  $K_{\text{esterçamento}}$  dado por:

$$K_{\text{esterçamento}} = \frac{M(C_r c - C_f b)}{C_f C_r (b+c)} \quad (3.10)$$

As linhas perpendiculares no eixo traseiro e a cada roda dianteira passam pelo mesmo ponto (centro de curvatura).

$$\frac{\alpha_f}{\alpha_r} = \frac{cC_r}{bC_f} \quad (3.11)$$

A razão  $\frac{\alpha_f}{\alpha_r}$  indica a tendência de esterçamento do veículo. Essa tendência pode ser de três tipos: esterçamento neutro, sobre esterçante e sub esterçante.

1) Esterçamento Neutro -  $\alpha_f/\alpha_r = 1$

Fisicamente o esterçamento neutro corresponde a um balanceamento no veículo em que a força lateral causa um incremento no ângulo de escorregamento igual na frente e atrás.

2) Sub esterçante -  $\alpha_f/\alpha_r > 1$

A aceleração lateral no CG causa nas rodas da frente um escorregamento lateral maior que as rodas traseiras. Portanto, para desenvolver uma força lateral nas rodas dianteiras necessário para manter o raio de curvatura as rodas dianteiras devem ser esterçadas de um ângulo maior.

3) Sobre esterçante -  $\alpha_f/\alpha_r < 1$

A aceleração lateral no CG causa nas rodas traseiras um ângulo de escorregamento maior que na dianteira. A traseira do veículo tende a sair da curva causando na dianteira o movimento oposto. O processo continua a não ser que se diminua o ângulo de esterçamento para manter o raio de curvatura.

O modo como o ângulo de esterçamento muda com a velocidade em uma curva com raio constante para cada caso pode ser ilustrado pela figura 3.27.

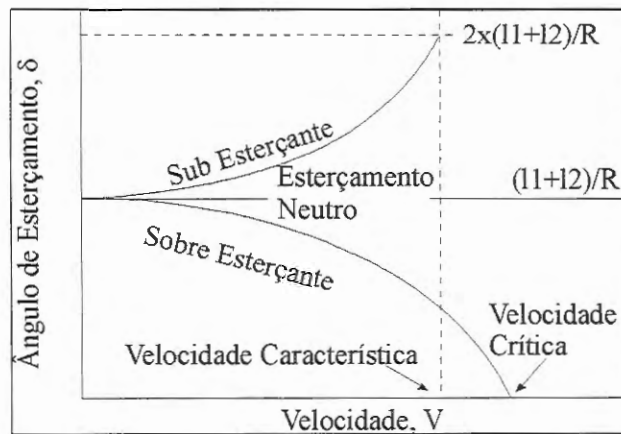


Figura 3.27: Mudança do ângulo de esterçamento com a velocidade.

Para um veículo sub esterçante o nível de sub esterçamento pode ser quantificado por um parâmetro conhecido como velocidade característica que é duas vezes o ângulo de Ackerman:

$$K_{\text{esterçamento}} \frac{V^2}{R} = \frac{b+c}{R}$$

Portanto:

$$V_{\text{característico}} = \sqrt{(b+c)/K_{\text{esterçamento}}} \quad (3.12)$$

Para um veículo sobre esterçante existe um parâmetro chamado de velocidade crítica acima da qual o veículo se torna instável. A velocidade crítica é dada por:

$$V_{\text{crítico}} = \sqrt{-(b+c)/K_{\text{esterçamento}}}$$

### Ângulo de escorregamento lateral

Quando a aceleração lateral é pequena o trajeto da roda traseira é mais interior à trajetória do que a roda dianteira. Com o aumento da aceleração lateral a traseira do veículo tende a sair da trajetória para desenvolver o ângulo de escorregamento necessário nos pneus traseiros. Em qualquer ponto do veículo o ângulo de escorregamento lateral é definido como o ângulo entre o eixo longitudinal e a direção local da trajetória.

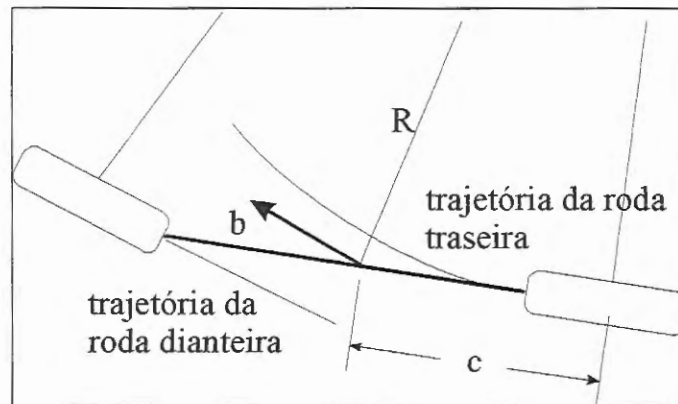


Figura 3.28: Ângulo de escorregamento lateral em baixa velocidade.

Em altas velocidades o ângulo de escorregamento nas rodas traseiras causa um ângulo de escorregamento lateral negativo.

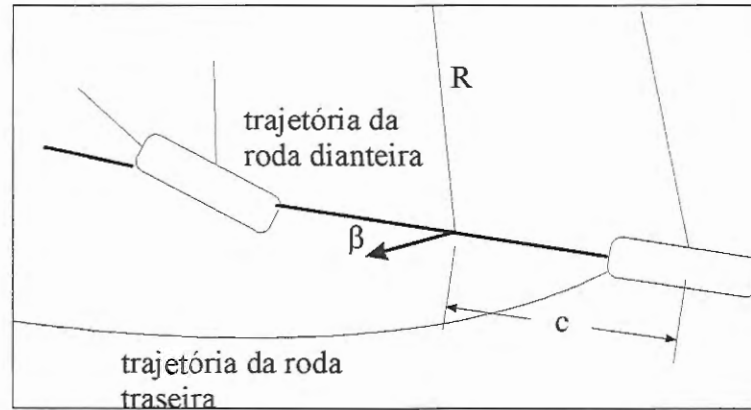


Figura 3.29: Ângulo de escorregamento lateral em alta velocidade.

Para qualquer velocidade o ângulo de escorregamento lateral  $\beta$  no CG é:

$$\beta = c/R - \alpha_r$$

$$\beta = c/R - W_r V^2 / (C_r g R)$$

A velocidade em que o ângulo se torna zero é:

$$V_{\beta=0} = \sqrt{g c C_r / W_r}$$

e é independente do raio da trajetória.

### Margem estática

Ela é determinada pelo ponto no veículo em que a força lateral não produz velocidade em torno do eixo z (ponto de esterçamento neutro). A linha de esterçamento neutro é o lugar dos pontos no plano x-z ao longo do qual as forças laterais não produzem velocidade em torno do eixo z.

A margem estática é definida como a distância do ponto de esterçamento neutro cai atrás do CG normalizada pela distância do entre eixos.

$$SM = \frac{C_r c - C_f b}{(C_f + C_r)(L - 1 + c)} \quad (3.13)$$

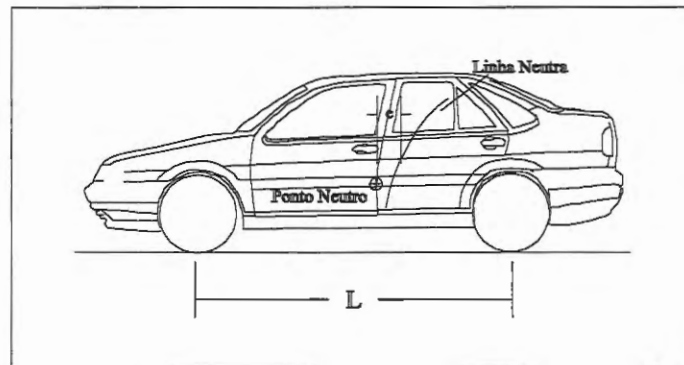


Figura 3.30: Linha de esterçamento neutro.

Em termos de margem estática a tendência do esterçamento pode ser definida como:

- Sub esterçante : CG à frente do ponto neutro.
- Neutro: CG e ponto neutro coincidem.
- Sobre esterçante: CG atrás do ponto neutro.

### 3.3.4 Efeito da Suspensão na Dinâmica Lateral

Embora o coeficiente de rigidez em curva do pneu seja usado como base para determinar o coeficiente sub esterçante de um veículo a suspensão têm grande influência na força desenvolvida na roda. Portanto, o sistema de suspensão afeta a dinâmica lateral do veículo. Alguns fatores de influência da suspensão serão discutidos.

#### Distribuição do momento de rolamento

Para a maioria dos pneumáticos as forças de curvatura são dependentes e não lineares com o carregamento. Isto é importante porque o carregamento é transferido na direção lateral na curva devido a elevação do CG em relação ao pavimento. A figura 3.31 mostra um exemplo típico de como a força lateral varia com o carregamento vertical.

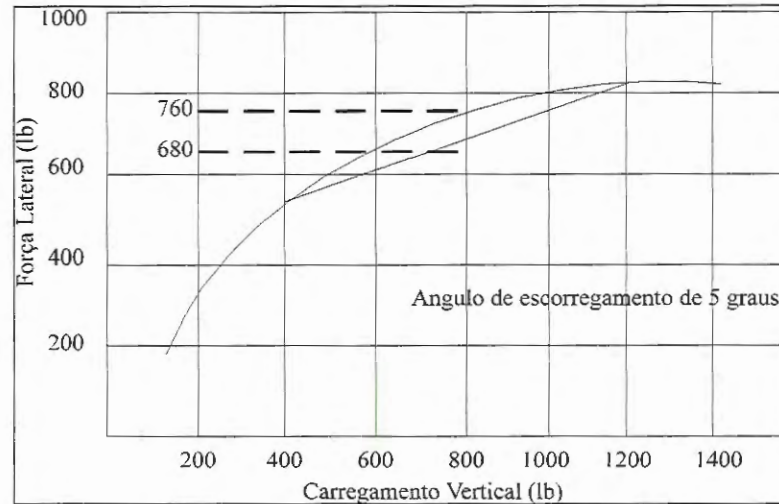


Figura 3.31: Força lateral e carregamento vertical.

O mecanismo que governa o momento de rolamento aplicado a um eixo é mostrado no modelo da figura 3.32. Todas as suspensões são funcionalmente equivalentes a duas molas. A distância entre as molas causam o desenvolvimento de um momento de resistência ao rolamento proporcional à diferença do ângulo de rolamento entre o corpo do veículo e o eixo.

Aplicando a segunda lei de Newton, podemos calcular a diferença de carregamento entre os dois lados do veículo:

$$F_{zo} - F_{zi} = 2F_y h_r / t + 2K_\phi \phi / t$$

Em que:

$F_{zo}$  = Carregamento na roda externa à curva

$F_{zi}$  = Carregamento na roda interna à curva

$F_y$  = Força lateral =  $F_{yi} + F_{yo}$

$h_r$  = Altura do centro de rolamento

$t$  = Distância entre as rodas

$K_\phi$  = Rigidez ao rolamento da suspensão



$\phi = \text{Ângulo de rolamento do chassis}$

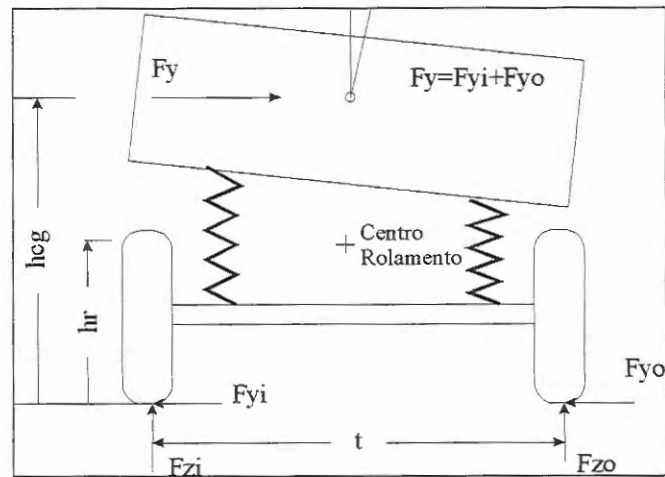


Figura 3.32: Análise das forças em um veículo em curva.

A suspensão é caracterizada como tendo um centro de rolamento, um ponto em que as forças laterais são transferidas do eixo para o corpo do veículo. O centro de rolamento pode ser pensado como um ponto no corpo do veículo em que uma força lateral aplicada não produz rolamento e é um ponto em torno do qual o eixo rola quando submetido a um momento de rolamento.

### Variação da cambagem

O ângulo de cambagem é definido pela norma ISO 8855 e DIN 70000 como a inclinação do plano da roda em relação à vertical medida na vista frontal. A cambagem na roda produz uma força lateral conhecida como impulso do câmber. A figura 3.33 mostra a força lateral causada pela cambagem.

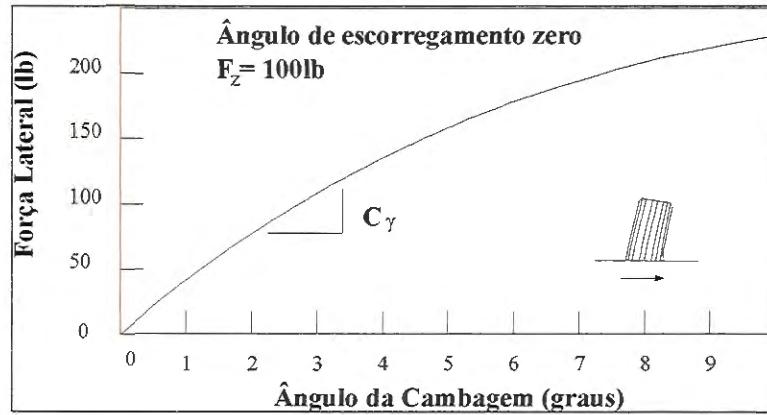


Figura 3.33: Força lateral causada pelo cambagem.

O efeito da cambagem na força lateral é bem menor que o provocado pelo ângulo de escorregamento. De 4 a 5 graus no ângulo de cambagem equivalem à força lateral produzida por 1 grau no ângulo de escorregamento.

O ângulo total da cambagem durante uma curva é:

$$\gamma_g = \gamma_b + \phi$$

Em que:

$\gamma_g$  = Ângulo de câmber em relação ao chão

$\gamma_b$  = Ângulo de câmber em relação ao chassis

$\phi$  = Ângulo de rolamento do veículo

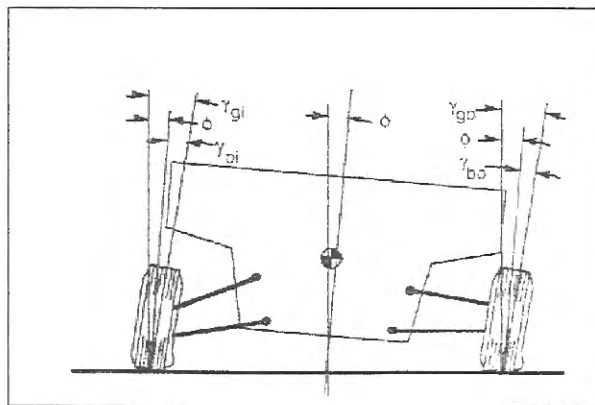


Figura 3.34: Mudança do câmber durante uma curva.

A influência em curva provém do fato de que a força lateral resulta não somente do ângulo de escorregamento mas também do ângulo de câmbor, isto é:

$$F_y = C\alpha + C_\gamma\gamma \quad (3.14)$$

Então:

$$\alpha = \frac{F_y}{C} - \frac{C_\gamma}{C}\gamma$$

### Torque auto alinhante

O torque auto alinhante provocado nos pneus do veículo sempre resiste à tentativa de se fazer a curva, sendo uma fonte de efeito sub esterçante. O torque auto alinhante é provocado pelo fato de que a força lateral é aplicada no pneu em um ponto atrás do centro do pneu. Esta distância é conhecida como "pneumatic trail".

A influência do torque auto alinhante pode ser determinada à partir das equações na curva com a força lateral agindo à uma distância "p" atrás de cada roda. O termo sub esterçante obtido é:

$$K_{al} = W \frac{p}{L} \frac{C_f + C_r}{C_f C_r}$$

Sendo os valores de  $C$  sempre positivos, o efeito do torque auto alinhante é positivo (sub esterçante) e nunca negativo (sobre esterçante).

### 3.3.5 Geometria de Esterçamento

A função do sistema de esterçamento é esterçar as rodas dianteiras em resposta ao comando do motorista. O ângulo de esterçamento é afetado pela geometria do sistema de suspensão, a geometria do sistema de esterçamento e a geometria e reações do sistema de propulsão.

A geometria de esterçamento de uma suspensão dianteira pode ser visualizada na figura 3.35. O esterçamento é obtido através da rotação em torno do eixo de rotação,

o eixo do pino mestre. Este eixo possui uma inclinação lateral entre 0 e 5 graus para caminhões e 10 a 15 graus para veículos de passageiros [GILLESPIE (1992)].

A distância entre o centro de contato do pneu e o eixo de rotação é necessário para se acomodar partes do sistema de freio e suspensão. Além disso essa distância irá gerar uma força contrária ao esterçamento, dando uma maior sensibilidade ao motorista (esta distância é conhecida como "scrub" em inglês). O ângulo de cáster é o ângulo de inclinação do eixo de rotação na longitudinal.

Os ângulos de cambagem e de convergência têm pouca influência no esterçamento, mas influem bastante no desgaste do pneu.

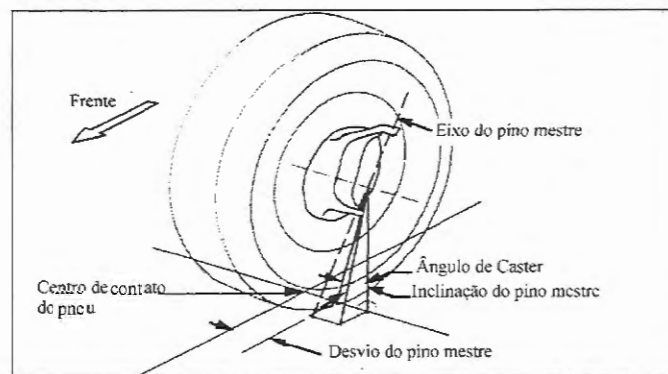


Figura 3.35: Geometria de esterçamento.

### Sistemas de Esterçamento

Os sistemas de esterçamentos mais utilizados atualmente podem ser vistos na figura 3.36.

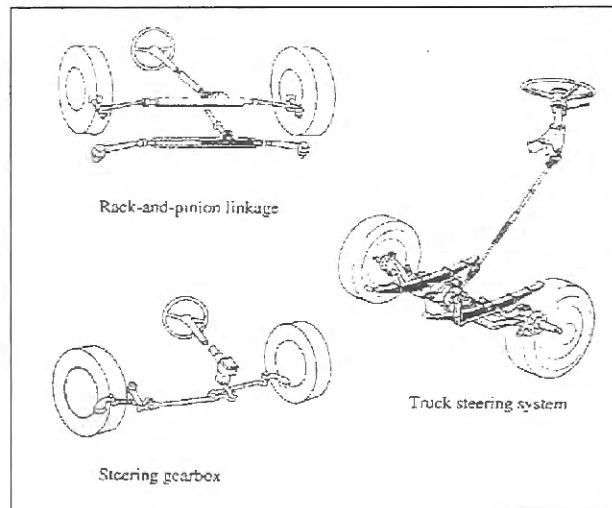


Figura 3.36: Sistemas de esterçamento.

O sistema mais utilizado atualmente em carros de passeio é o sistema pinhão/cremalheira. Este sistema consiste de uma cremalheira e um pinhão que pode esterçar a roda à direita ou à esquerda através de uma conexão com a barra de direção. A barra de direção é conectada à roda, transferindo o movimento do motorista na direção do veículo.

Difícilmente se consegue uma geometria perfeita de Ackerman em uma curva. Mas isto pode ser conseguido através de uma montagem trapezoidal, como mostra a figura 3.37.

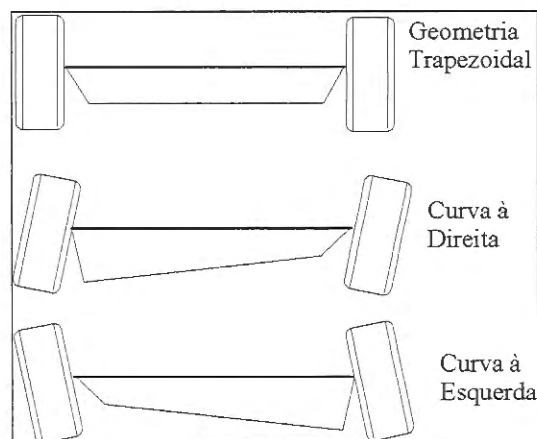


Figura 3.37: Arranjo trapezoidal do sistema de esterçamento.

Quando as rodas esterçam à direita ou à esquerda a assimetria causa um esterçamento maior da roda externa em relação à interna. A barra de direção pode

estar localizada atrás ou à frente do centro da roda e a junta esférica (que conecta a barra ao braço de esterçamento da roda) estará localizada para dentro ou para fora do eixo de esterçamento. A interferência com a roda dificulta conseguir uma perfeita geometria de Ackerman.

Independente do tipo uma suspensão pode ser modelada como dois braços de controle, inferior e superior, e a barra de direção. Esse braços de controle realizam um movimento de arco em suas extremidades com o centro localizado no corpo do veículo onde são pivotados. No ponto intermediario entre o pivotamento dos braços é definido um centro ideal de esterçamento. Dependendo de onde a barra de direção será pivotada no corpo do veículo ela provocara um erro de esterçamento, se ela estiver fora do centro ideal de esterçamento.

Um dos erros provocados pelo posicionamento da barra de direção é o erro de convergência. A convergência é definida como o ângulo entre o plano central do veículo na direção longitudinal e a linha de intersecção entre o centro do plano da roda e o plano da via. Para ilustrar o comportamento da convergência com a mudança da barra de direção pode-se observar a figura 3.38 de uma suspensão de bandeja dupla [REIMPELL, STOLL (1996)], em que o braço de esterçamento está localizado atrás do centro da roda. Se a barra de direção é muito curta, ponto 2, ela irá puxar a roda quando houver um movimento vertical, fazendo com que haja uma convergência para fora. O contrário, uma barra muito longa (ponto 3), ela irá empurrar a roda, provocando uma convergência para dentro.

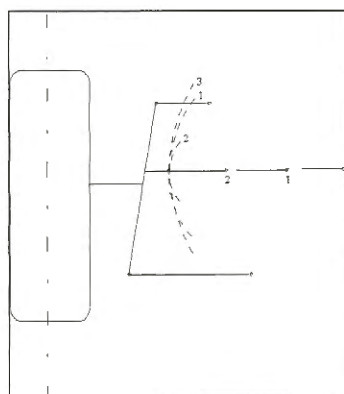


Figura 3.38: Comprimentos diferentes para uma barra de direção e o movimento que elas provocam na suspensão.

Se a barra possui o comprimento correto mas está localizada acima do ponto ideal de esterçamento (ponto 4 da figura 3.39), quando as rodas se levantam a barra empurra a roda e elas sofrem uma convergência para fora, quando elas abaixam sofrem uma convergência para dentro. Quando a barra está localizada abaixo do centro ideal de esterçamento (ponto 5) o comportamento é contrário, isto é, elas sofrem uma convergência para dentro quando do levantamento e uma convergência para fora no abaixamento.

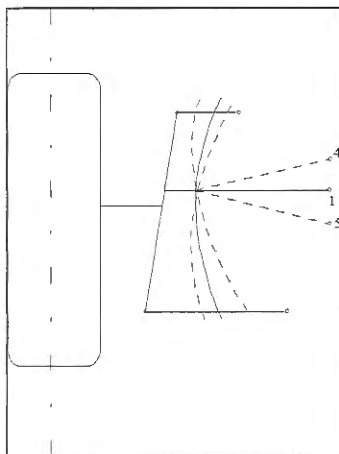


Figura 3.39: Diferentes posições de altura da barra de direção.

### Forças e Momentos do Sistema de Esterçamento

As forças e momentos no sistema de esterçamento são geradas pelo contato pneu/via. A figura 3.40 mostra a convenção de forças e momentos definidas pela SAE. As forças são: normal, tração e lateral; os torques são: alinhante, resistência ao rolamento e devido ao esterçamento em curva.

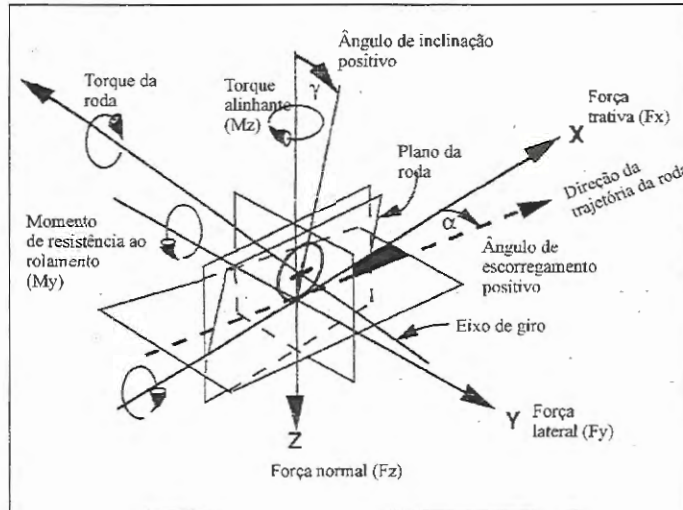


Figura 3.40: Convenção de forças e momentos definidas pela SAE.

A figura 3.41 mostra as três forças e os três torques que agem no sistema de esterçamento.

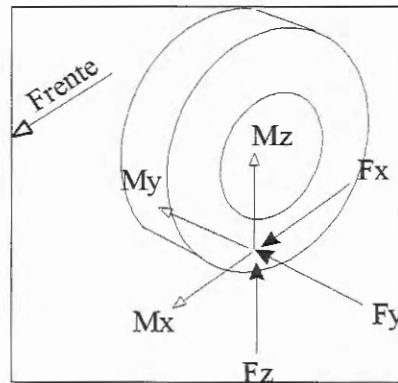


Figura 3.41: Forças e momentos que agem no sistema de esterçamento

### Força Vertical

A força vertical  $F_z$  possui uma componente agindo no sentido de esterçar a roda devido ao ângulo de inclinação do pino mestre. O momento é devido aos ângulos de caster e de inclinação do pino mestre. Assumindo ângulos pequenos e desconsiderando o ângulo da cambagem, o momento total é aproximadamente:

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr}) d \sin \lambda \sin \delta + (F_{zl} - F_{zr}) d \sin \nu \cos \delta$$



Em que:

$M_v$  = Momento total.

$F_{zl}, F_{zr}$  = Carregamento vertical nas rodas esquerda e direita.

$d$  = Desvio lateral do eixo do pino mestre.

$\lambda$  = Ângulo de inclinação lateral do eixo do pino mestre.

$\delta$  = Ângulo de esterçamento.

$\nu$  = Ângulo de caster.

O primeiro membro do lado esquerdo da equação acima é devido à inclinação lateral do eixo do pino mestre e o segundo membro ao ângulo de caster.

A força vertical gera uma componente devido ao ângulo de inclinação do eixo do pino mestre, como mostra a figura 3.42. A componente  $F_{zr} \sin \lambda$  age lateralmente, produzindo um momento devido ao braço  $d \sin \delta$  quando a roda é esterçada.

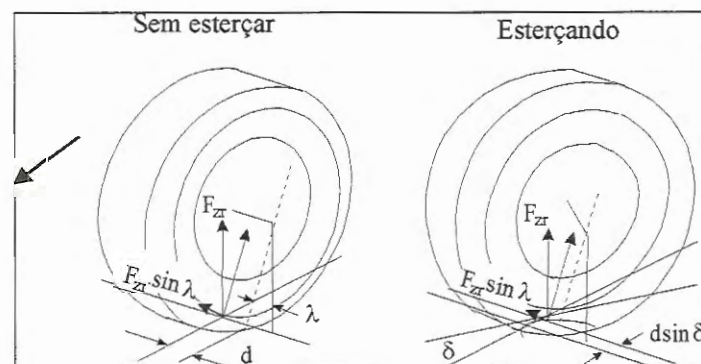


Figura 3.42: Momento produzido pela força vertical devido ao ângulo de inclinação lateral do pino mestre.

A componente da força vertical devido ao ângulo de caster poder ser vista na figura 3.43. A componente  $F_{zr} \sin \nu$  gera um momento no esterçamento devido ao braço  $d \cos \delta$ . Os momentos gerados pelas rodas esquerda e direita se equilibram.

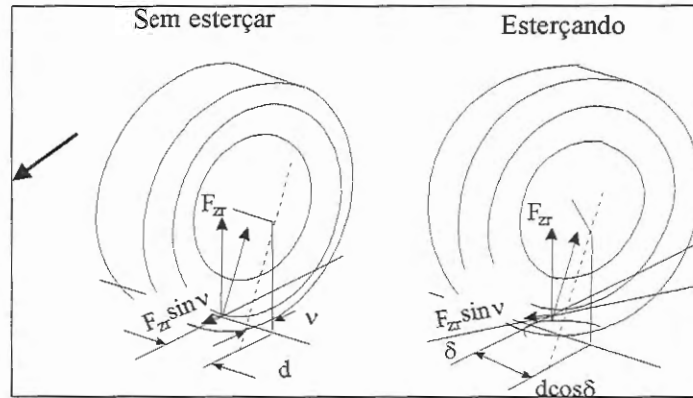


Figura 3.43: Momento produzido pela força vertical devido ao ângulo de caster.

### Força Lateral

A força lateral  $F_y$  atua no centro de contato pneu/via, produzindo um momento de esterçamento devido ao ângulo de caster. Essa força lateral é dependente do ângulo de esterçamento e da condição em que é realizada a curva. Ângulos positivos de caster provocam esterçamentos para fora da curva, portanto, é uma das grandezas que contribuem para as características sub esterçantes do veículo.

O momento total devido às forças laterais é dado por:

$$M_L = (F_{yl} + F_{yr}) rtg\nu$$

Em que:

$M_L$  = Momento total devido às forças laterais.

$F_{yl}, F_{yr}$  = Forças laterais nas rodas esquerda e direita.

$r$  = Raio do pneu.

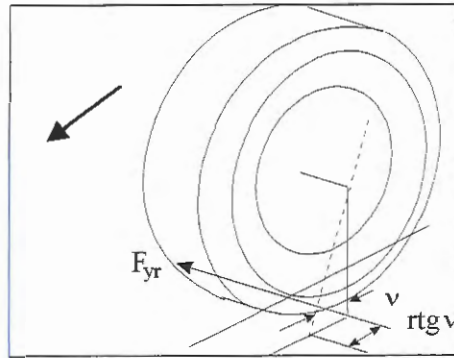


Figura 3.44: Momento de esterçamento provocado pela força lateral.

### Força de Tração

A força trativa  $F_x$  atua no centro de contato pneu/via e na direção longitudinal da roda. Ela produz um momento devido ao ângulo do pino mestre. Como os momentos provocados nas duas rodas são de sentidos contrários a tendência é o contrabalanço entre as duas forças.

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr}) d$$

Em que:

$F_{xl}, F_{xr}$  = Forças de tração nas rodas esquerda e direita.

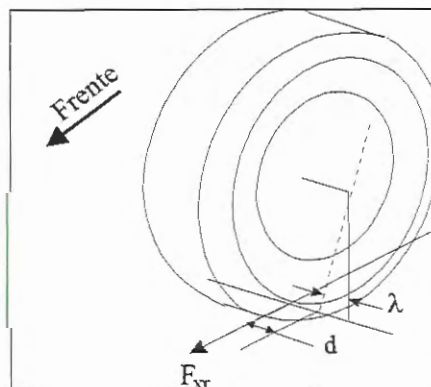


Figura 3.45: Momento de esterçamento produzido pela força de tração.

### Torque Auto Alinhante

O torque auto alinhante atua verticalmente e a sua projeção no eixo do pino mestre fornece a expressão do torque auto alinhante que atua no esterçamento das rodas. O momento total do torque auto alinhante é:

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr}) \cos \sqrt{\lambda^2 + \nu^2}$$

Em que:

$M_{zl}, M_{zr}$  = Torque auto alinhante nas rodas esquerda e direita.

### Torques de Resistência ao Rolamento e Devido ao Esterçamento em Curva

Esses momentos são de segunda ordem e usualmente são descartados nas análises dos torques do sistema de esterçamento.

## Capítulo 4

# Modelagem e Análise das Suspensões

### 4.1 Modelagem da Suspensão Dianteira do Fiat Tempra

O sistema de suspensão utilizado na dianteira do Fiat Tempra é do tipo MacPherson , como pode ser observado pela figura 4.1 .

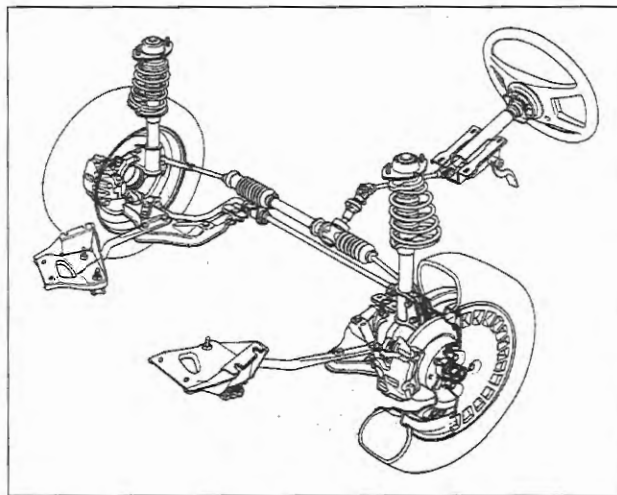


Figura 4.1: Suspensão dianteira do Fiat Tempra do tipo MacPherson

Para a análise cinemática dessa suspensão foi utilizado o modelo de suspensão

do ADAMS/Vehicle. Esse modelo é fornecido pronto com o pacote e as partes que compõem a suspensão podem ser visualizadas na figura 4.2.

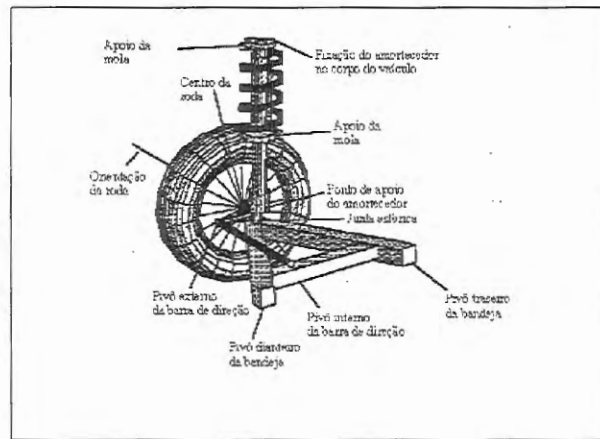


Figura 4.2: Modelo de suspensão do ADAMS/Vehicle

O modelo de suspensão MacPherson completo gerado pelo ADAMS/Vehicle é mostrado nas figuras abaixo, onde é mostrado os corpos rígidos e as conexões. Utilizando o princípio de modelagem de sistemas multicorpos os corpos rígidos são conectados por juntas que transmitem torque e força e limitam os graus de liberdade do sistema.

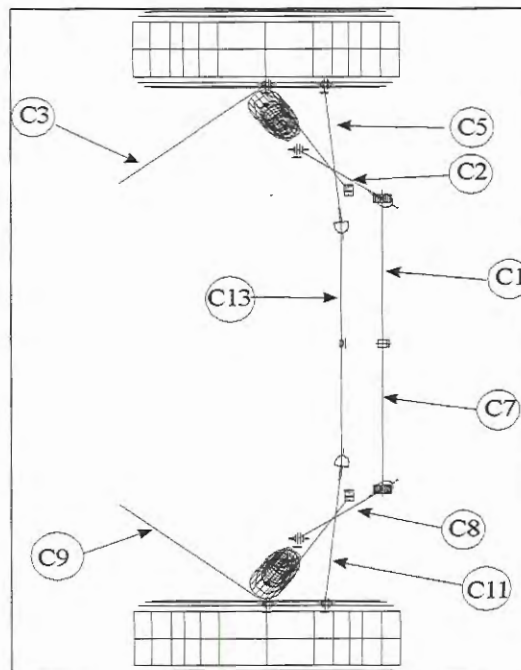


Figura 4.3: Vista superior da suspensão

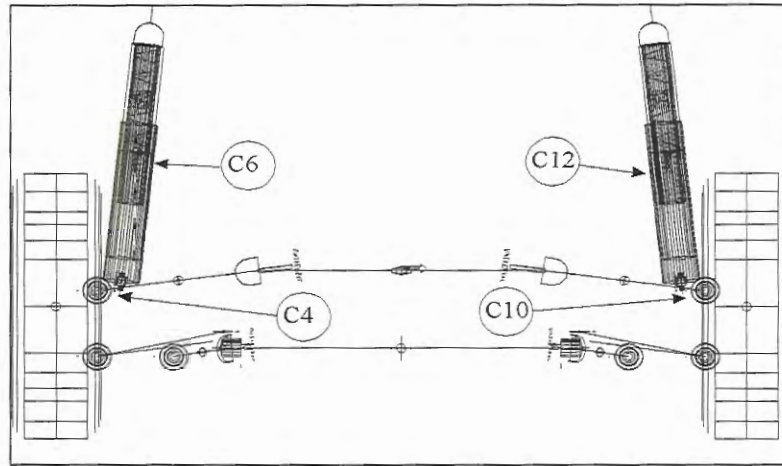


Figura 4.4: Vista lateral da suspensão

O modelo topológico pode ser visto na figura 4.5 e a descrição dos corpos rígidos que compõem a suspensão pode ser visualizado na tabela 1 e a descrição das juntas na tabela 2.

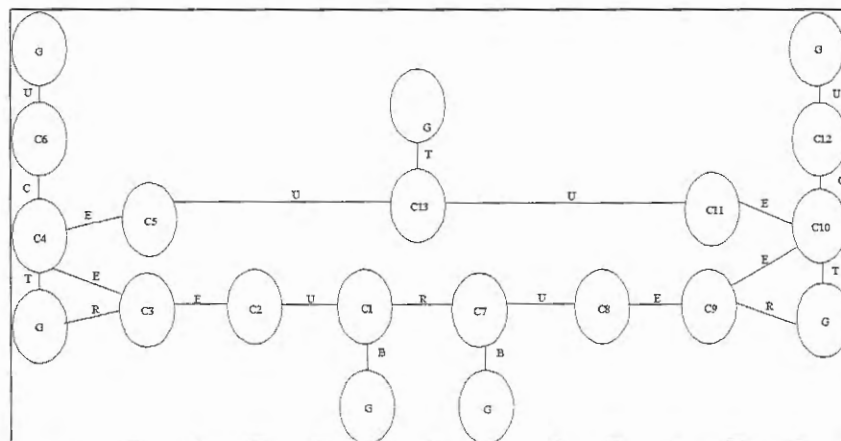


Figura 4.5: Modelo topológico da suspensão dianteira

Tabela 1: Corpos rígidos que compõem o modelo

Descrição	Corpo
Metade da barra estabilizadora esquerda	C1
Ligação da barra estabilizadora esquerda	C2
Bandeja esquerda	C3
Manga do eixo esquerda	C4
Barra de direção esquerda	C5
Estrutura do conjunto mola/amortecedor esquerdo	C6
Metade da barra estabilizadora direita	C7
Ligação da barra estabilizadora direita	C8
Bandeja direita	C9
Manga do eixo direita	C10
Barra de direção direita	C11
Estrutura do conjunto mola/amortecedor direito	C12
Cremalheira	C13

Tabela 2: Descrição das juntas

Descrição	Junta
Universal	U
Cilindrica	C
Esférica	E
Translação	T
Revolução	R
Coxim	B

O ADAMS/Vehicle não necessita dos parâmetros inerciais de todos os corpos que compõem o modelo. Alguns corpos são colocados apenas para fazerem as conexões com outras juntas e corpos, isto é, são utilizados como elementos de ligação.

Para os outros corpos que fazem parte do modelo as propriedades inerciais (massas e momentos de inércia) foram determinados através do programa AutoCAD R12. Para a determinação dessas propriedades foi necessário realizar medidas nas peças



(corpos) que compõem a suspensão e desenhá-las através de modelagem de sólidos no AutoCAD R12. Com os desenhos dessas peças prontos o AutoCAD R12 fornece as propriedades inerciais através de seu módulo de modelagem de sólidos avançado. O Apêndice contém as tabelas que mostram os dados inerciais necessários para o modelo gerado no ADAMS/Vehicle.

A especificação da mola pode ser vista na tabela 3, a especificação da roda e do pneu é dado pela tabela 4. Os dados do amortecedor foram obtidos do artigo de [PISINO et al (1993)] e a curva é mostrada na figura 4.6. Para a entrada dos dados do amortecedor o valor da velocidade e da força possuem sinais trocados, dependendo se é uma compressão ou distensão.

Tabela 3: Especificação da mola dianteira

Altura livre (mm)	Rigidez (N/mm)	$\phi$ do fio	espiras úteis
447	14.92	12.7	5.5

Tabela 4: Especificação do pneu e roda

Pneumático tipo	185/65 HR 14 "
Roda	5.5 x 14

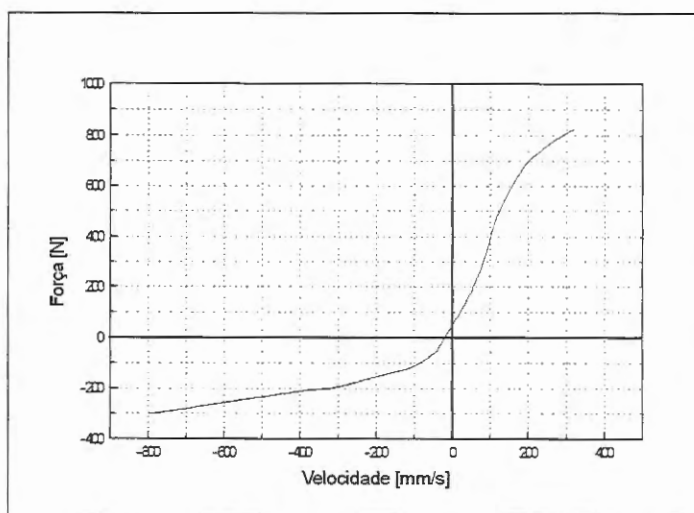


Figura 4.6: Curva do amortecedor utilizado no modelo da suspensão dianteira MacPherson.

#### 4.1.1 Análise do Comportamento Vertical da Suspensão Dianteira

Para a análise do comportamento da suspensão dianteira na vertical foi estabelecido uma trajetória vertical da suspensão, com referência ao centro da roda, de  $\pm 80$  mm. O ângulo de esterçamento foi fixado em  $1^\circ$  positivo, por problemas de singularidade nas matrizes. O rolamento do veículo ficou fixo em  $0^\circ$ .

#### Gráficos do comportamento na vertical da suspensão dianteira

Nos gráficos a seguir, a linha tracejada se refere à roda esquerda e a linha contínua à roda direita.

A variação da cambagem está dentro do esperado, segundo [REIMPELL, STOLL (1996)].

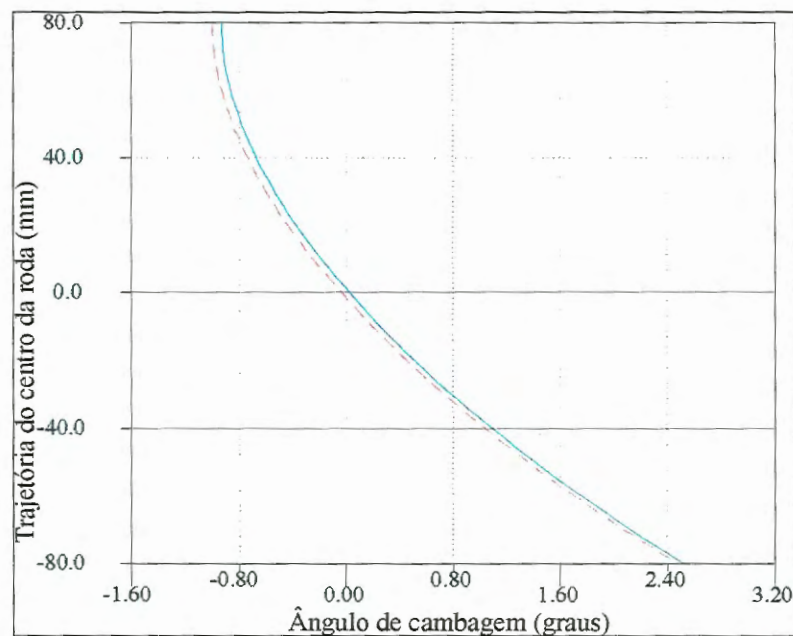


Figura 4.7: Trajetória do centro da roda x Ângulo de cambagem

A variação do ângulo de caster está dentro da faixa de  $0^\circ$  a  $5^\circ$  segundo [GILLESPIE (1992)].

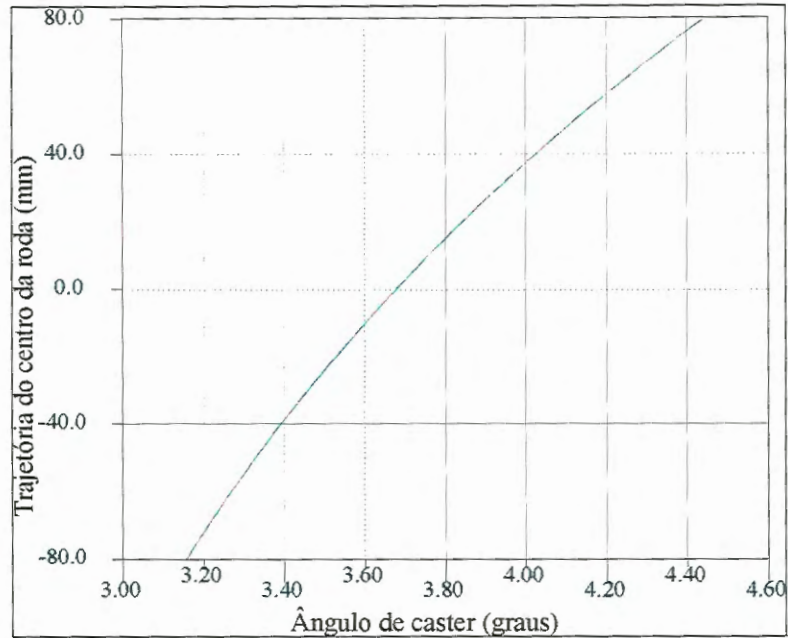


Figura 4.8: Trajetória do centro da roda x Ângulo de caster

A variação de inclinação do eixo do pino mestre está um pouco fora da faixa segundo [GILLESPIE (1992)] de  $10^\circ$  a  $15^\circ$  graus e [REIMPELL, STOLL (1996)] de  $11^\circ$  a  $15^\circ 30'$ .

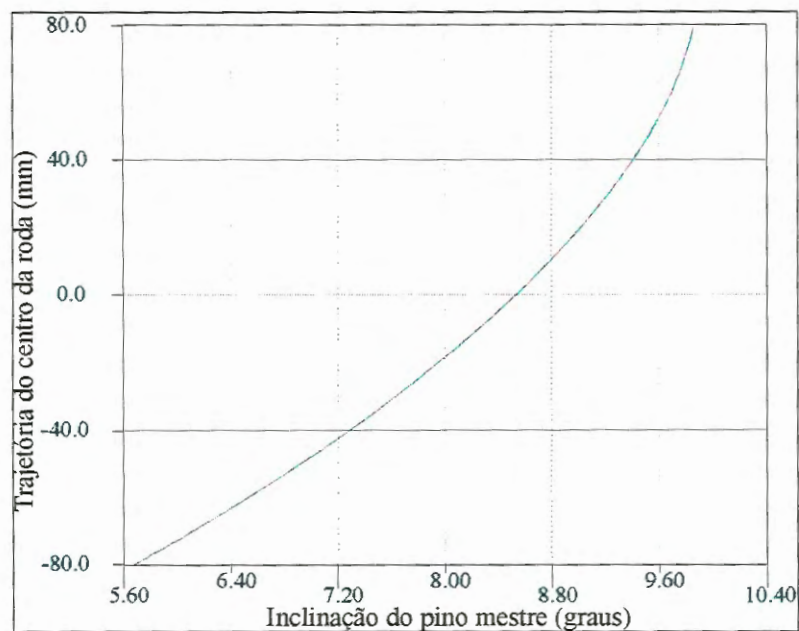


Figura 4.9: Trajetória do centro da roda x Inclinação do pino mestre

A frequência natural do chassi é dada pela equação 3.1. A frequência natural

variou de 1.74 Hz a 2.0Hz, sendo que o valor de projeto deve ficar entre 1.5 Hz e 2.0 Hz segundo [GILLESPIE (1992)].

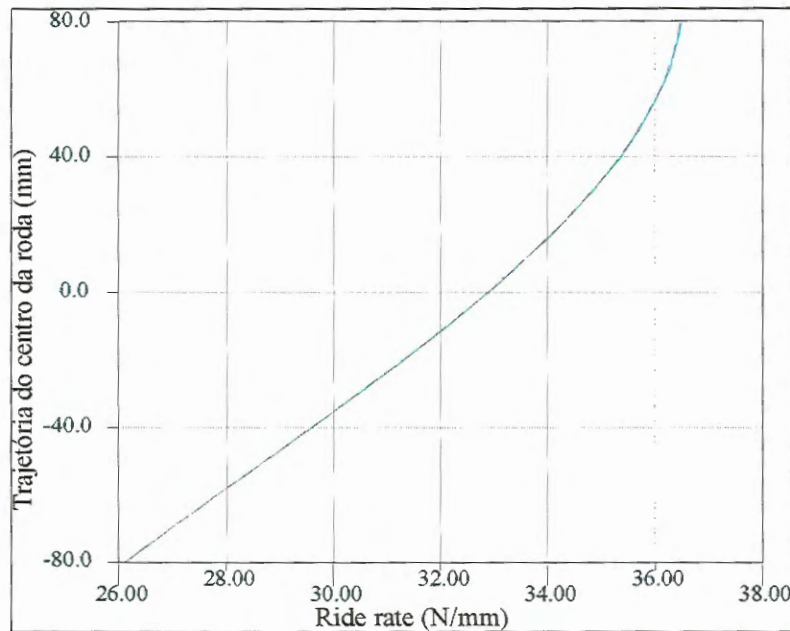


Figura 4.10: Trajetória do centro da roda x Ride rate

A frequência de ressonância da suspensão é dada pela equação 3.9. A frequência natural do chassi do veículo por essa equação é de 9.5 Hz. Pelo gráfico da figura 4.19 pode-se observar que as frequências de ressonâncias estão de acordo com o modelo de um quarto de veículo, isto é, o modelo de um quarto de veículo é uma boa aproximação na análise inicial de um sistema de suspensão. Deve-se levar em conta no caso da suspensão dianteira o efeito da barra estabilizadora e dos coxins, que acrescentam rigidez ao sistema de suspensão, aumentando conseqüentemente a rigidez vertical efetiva da suspensão dianteira.

O importante no caso do raio de "scrub" é a pequena variação do raio. Na figura abaixo o raio de "scrub" variou em torno de 1 mm, significando um pequeno desgaste do pneu. Quando essa variação é muito grande há um grande desgaste do pneu devido à alteração da distância entre as rodas quando o veículo trafega em uma via.

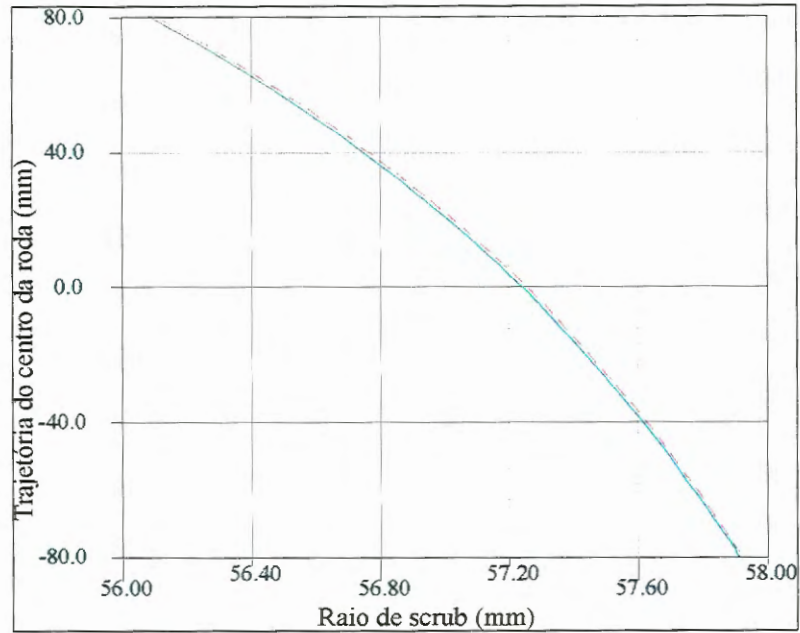


Figura 4.11: Trajetória do centro da roda x Raio de scrub

A variação do ângulo de convergência está dentro da faixa segundo [REIMPELL, STOLL (1996)].

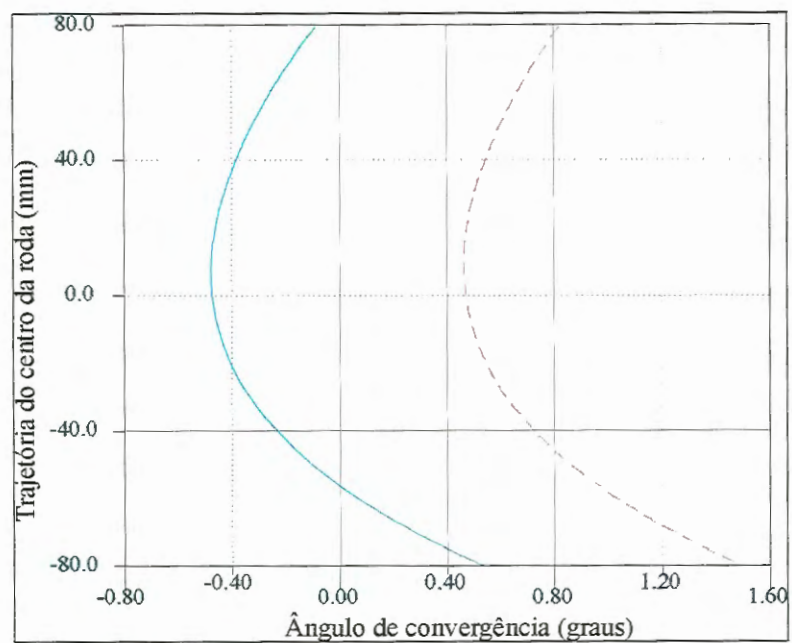


Figura 4.12: Trajetória do centro da roda x Ângulo de convergência

## 4.2 Análise de esterçamento

Para a análise de esterçamento foi estabelecido uma trajetória da cremalheira de  $\pm 50$  mm e foram fixados a altura e o rolamento da suspensão.

### 4.2.1 Gráficos da análise de esterçamento

Nos gráficos à seguir, a linha tracejada se refere à roda esquerda e a linha contínua à roda direita.

A variação da cambagem está dentro da faixa de projeto segundo

[REIMPELL, STOLL (1996)].

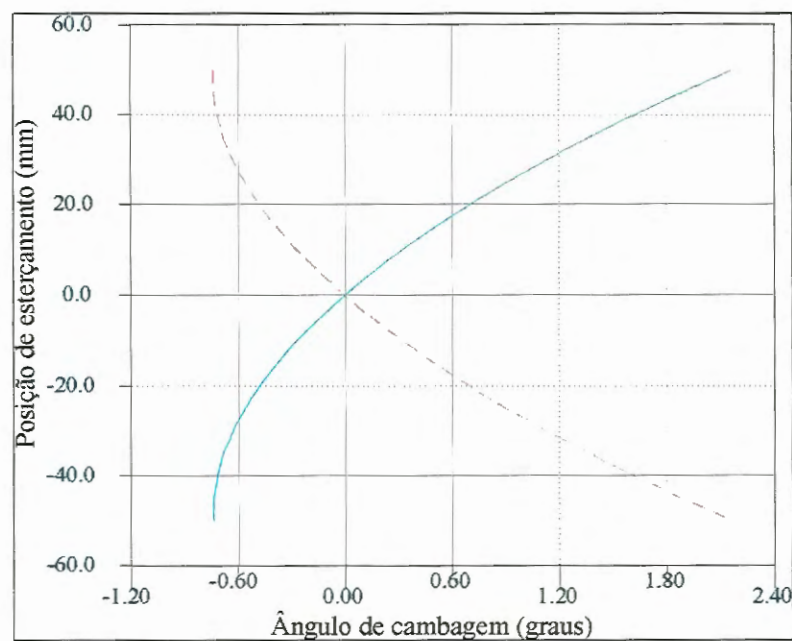


Figura 4.13: Posição de esterçamento x Ângulo de cambagem

A variação do ângulo de caster está dentro da faixa de  $0^\circ$  a  $5^\circ$  segundo [GILLESPIE (1992)].

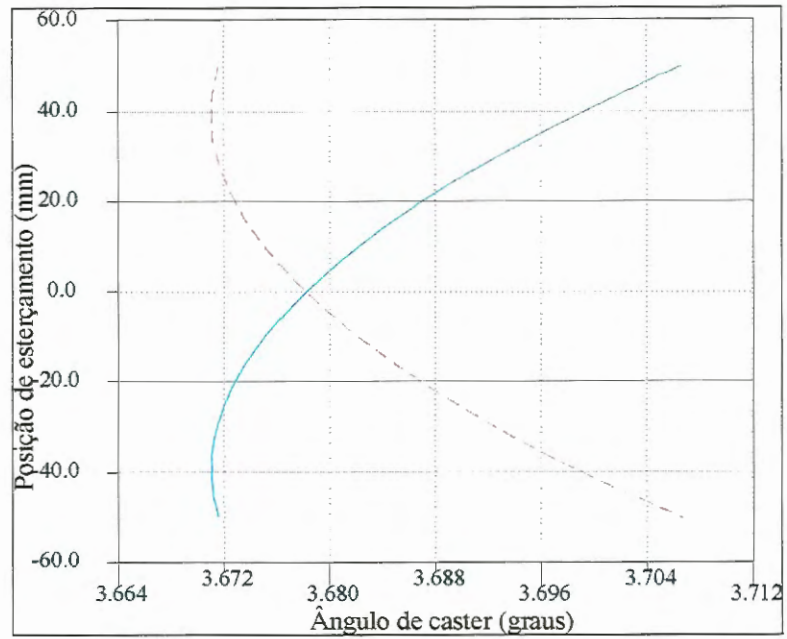


Figura 4.14: Posição de esterçamento x Ângulo de caster

A variação de frequência do chassis ficou entre 1.96 Hz e 1.98 Hz, dentro da faixa segundo [GILLESPIE (1992)].

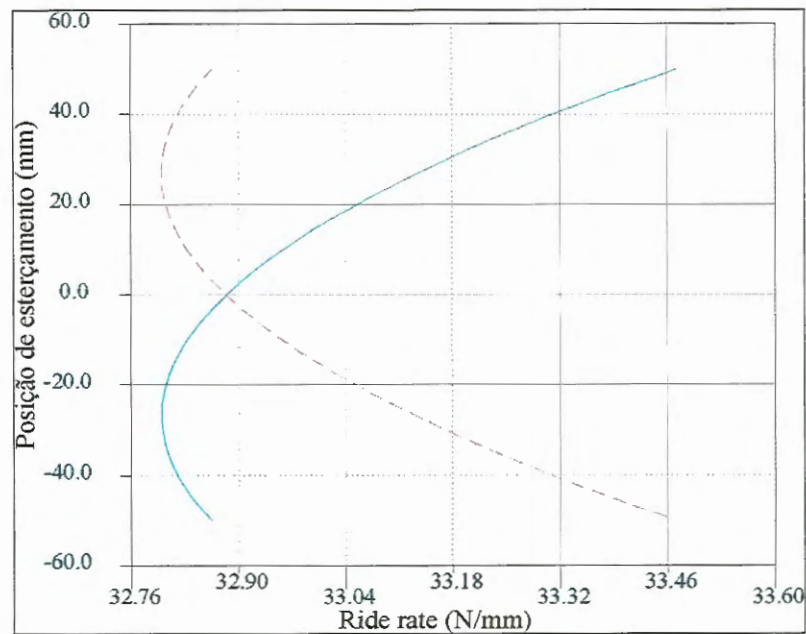


Figura 4.15: Posição de esterçamento x Ride rate

A variação do raio de "scrub" ficou abaixo de 1 mm, um valor ótimo de projeto.

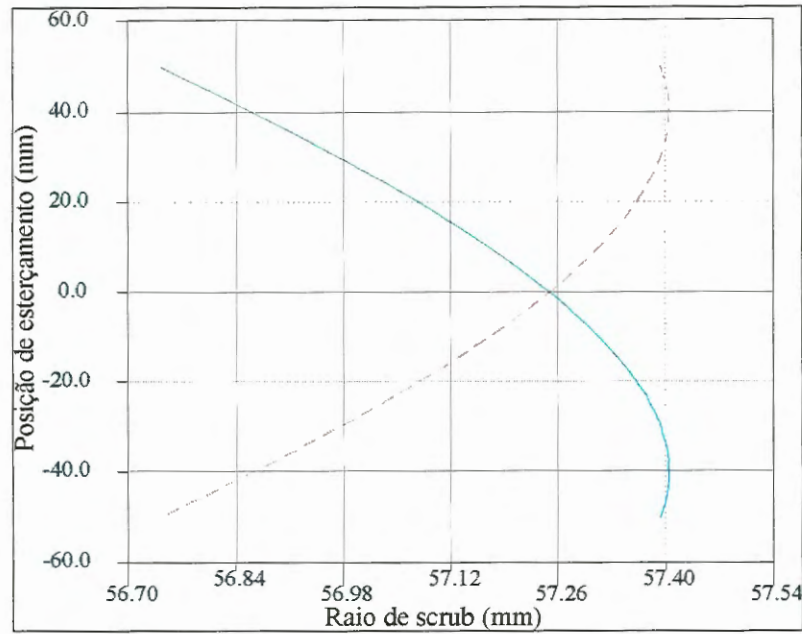


Figura 4.16: Posição de esterçamento x Raio de scrub

O ângulo de convergência variou devido ao esterçamento das rodas. Ele variou linearmente com o esterçamento.

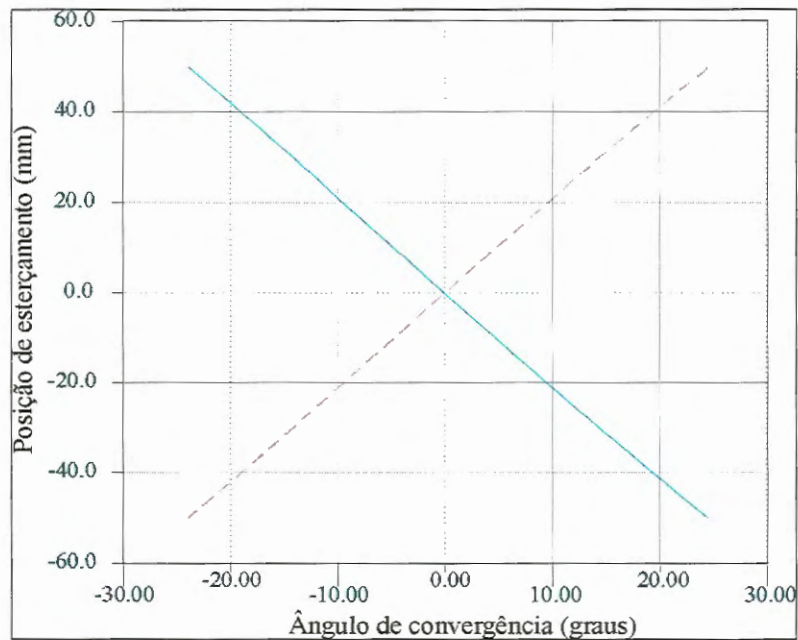


Figura 4.17: Posição de esterçamento x Ângulo de convergência

Os dois gráficos abaixo fazem a comparação entre o ângulo de esterçamento



realizado e o ângulo ideal de esterçamento. Nota-se grande semelhança entre os dois gráficos, indicando que o ângulo de esterçamento chegou bem perto do projeto ideal.

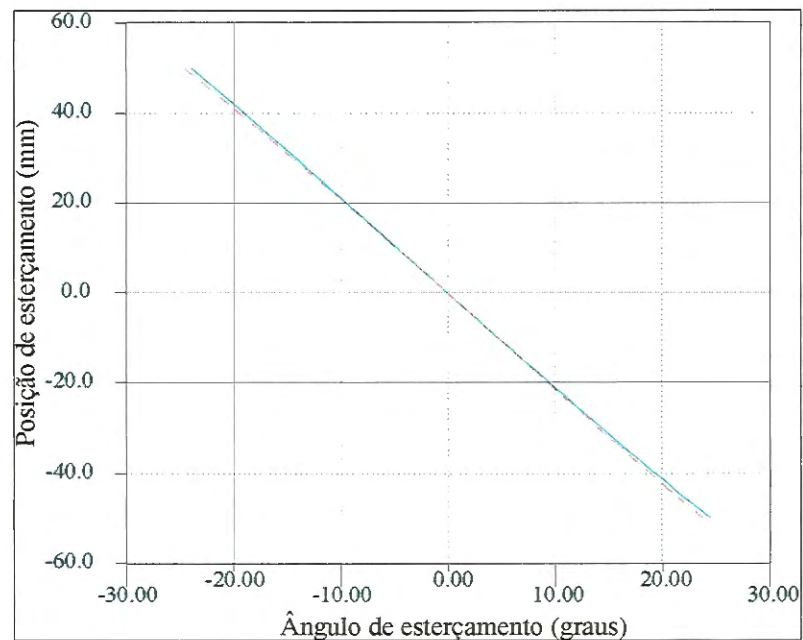


Figura 4.18: Posição de esterçamento x Ângulo de esterçamento

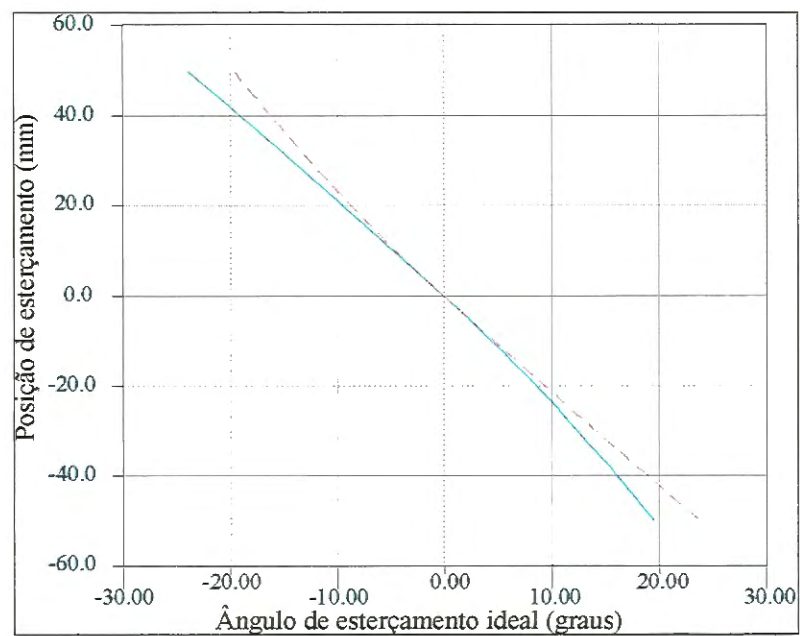


Figura 4.19: Posição de esterçamento x Ângulo de esterçamento ideal

### 4.3 Modelagem da Suspensão Traseira do Fiat Tempra

A suspensão traseira do Fiat Tempra (figura 4.20) é do tipo MacPherson. Essa suspensão é composta por duas barra transversais de igual comprimento, barras de arrasto na longitudinal, barra estabilizadora e o conjunto mola amortecedor. O modelo utilizado no ADAMS/Vehicle pode ser observado na figura 4.21.

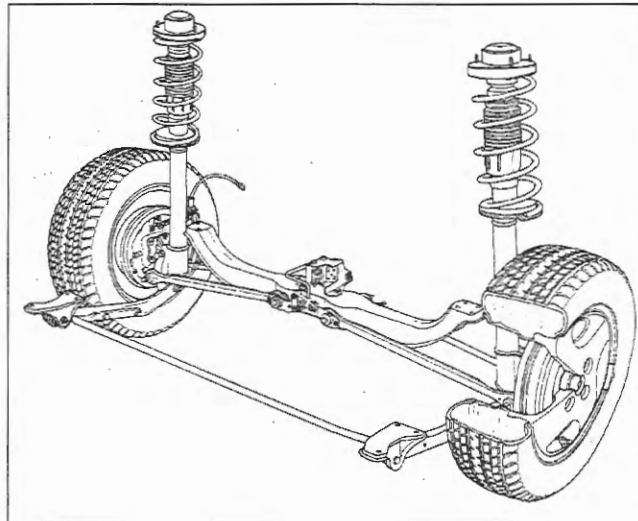


Figura 4.20: Suspensão traseira do Fiat Tempra do tipo MacPherson

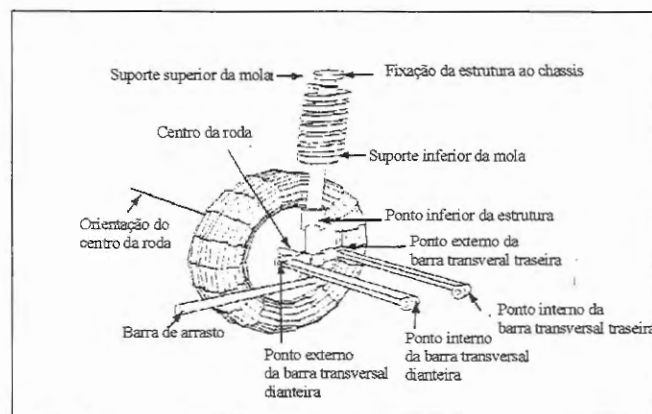


Figura 4.21: Modelo gerado no ADAMS/Vehicle

As juntas e os corpos rígidos que compõem o sistema podem ser observados pelas figuras abaixo.

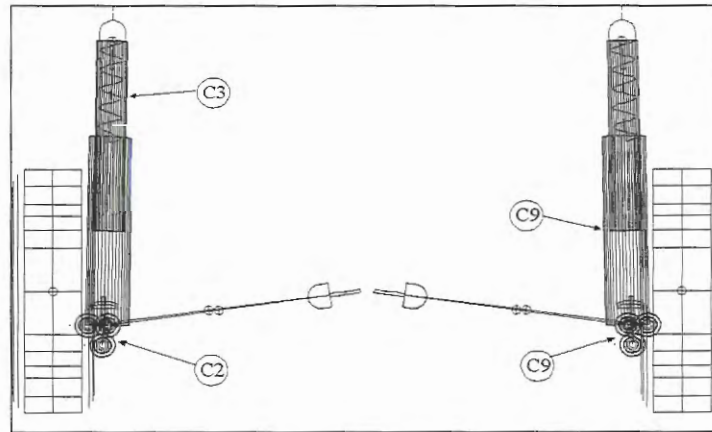


Figura 4.22: Vista lateral da suspensão traseira

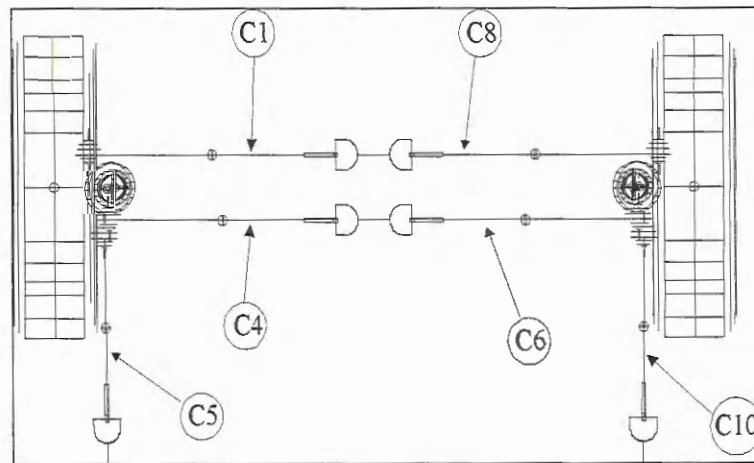


Figura 4.23: Vista superior da suspensão traseira

O modelo topológico pode ser visto na figura 4.24 e a descrição dos corpos rígidos que compõem a suspensão pode ser visualizado na tabela 5 e a descrição das juntas na tabela 6.

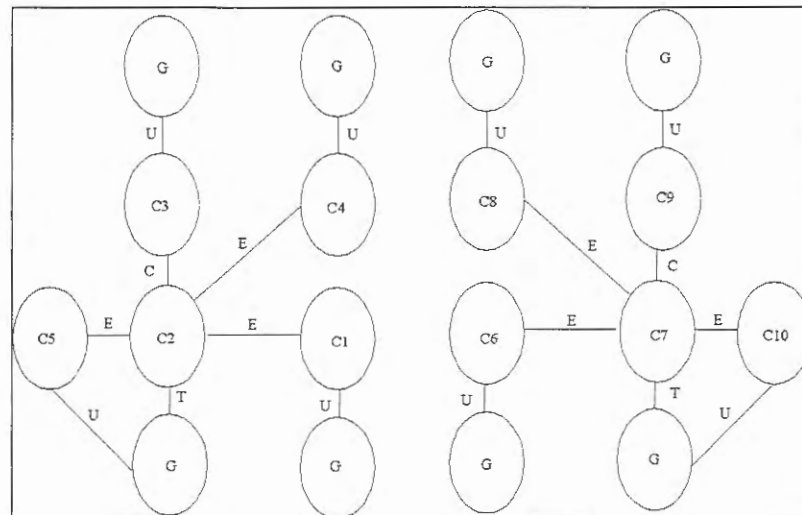


Figura 4.24: Modelo topológico da suspensão traseira.

Tabela 5: Corpos rígidos que compõem o modelo

Descrição	Corpo
Barra transversal esquerda traseira	C1
Manga do eixo esquerda	C2
Estrutura do conjunto mola/amortecedor	C3
Barra transversal dianteira esquerda	C4
Barra de arrasto esquerda	C5
Barra transversal dianteira esquerda	C6
Manga do eixo direita	C7
Barra transversal traseira direita	C8
Estrutura do conjunto mola/amortecedor	C9
Barra de arrasto direita	C10

Tabela 6: Descrição das juntas

Descrição	Junta
Universal	U
Cilíndrica	C
Esférica	E
Translação	T
Revolução	R

As propriedades inercias da suspensão traseira podem ser vistas no Apêndice. A especificação da mola pode ser vista na tabela 7, a especificação da roda e do pneu é o mesmo da tabela 4. A curva do amortecedor traseiro é mostrada na figura 4.25.

Tabela 7: Especificação da mola traseira

Altura livre (mm)	Rigidez (N/mm)	$\phi$ do fio	espiras úteis
353.1	18.2	11.9	4.96

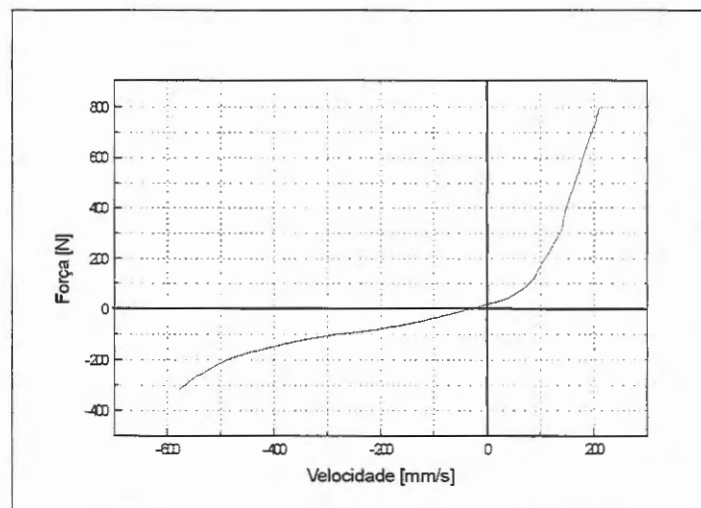


Figura 4.25: Curva do amortecedor utilizado no modelo da suspensão traseira MacPherson.

#### 4.3.1 Análise do Comportamento Vertical da Suspensão Traseira

Na análise do comportamento vertical da suspensão traseira foi estabelecido um deslocamento vertical de  $\pm 80$  mm. O ângulo de rolamento ficou fixo em  $0^\circ$

##### Gráficos do comportamento na vertical da suspensão traseira

Nos gráficos à seguir, a linha tracejada se refere à roda esquerda e a linha contínua à roda direita.

A variação da cambagem ficou está dentro da faixa de variação segundo [REIMPELL, STOLL (1996)].

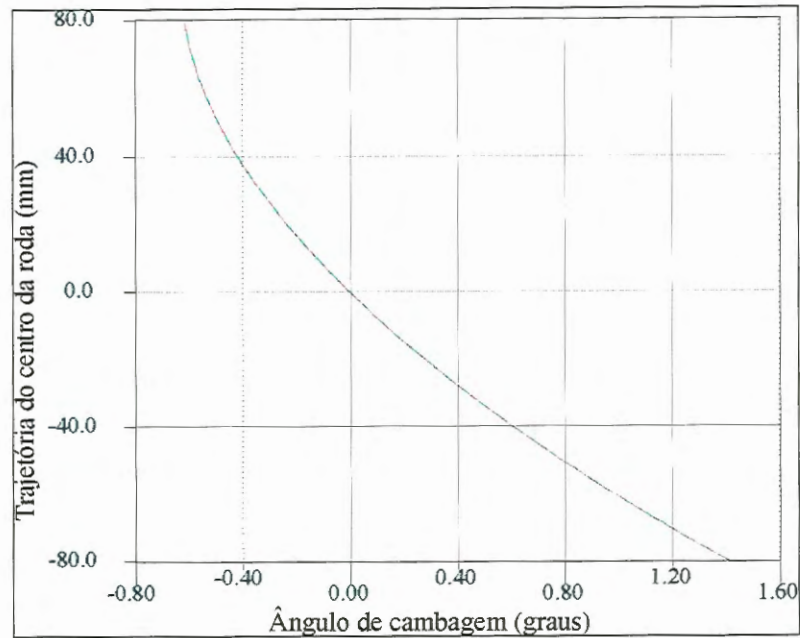


Figura 4.26: Trajetória do centro da roda x Ângulo de cambagem

O ângulo de caster possui valores abaixo de  $0^\circ$  e segundo [GILLESPIE (1992)] o ângulo deve variar entre  $0^\circ$  e  $5^\circ$ .

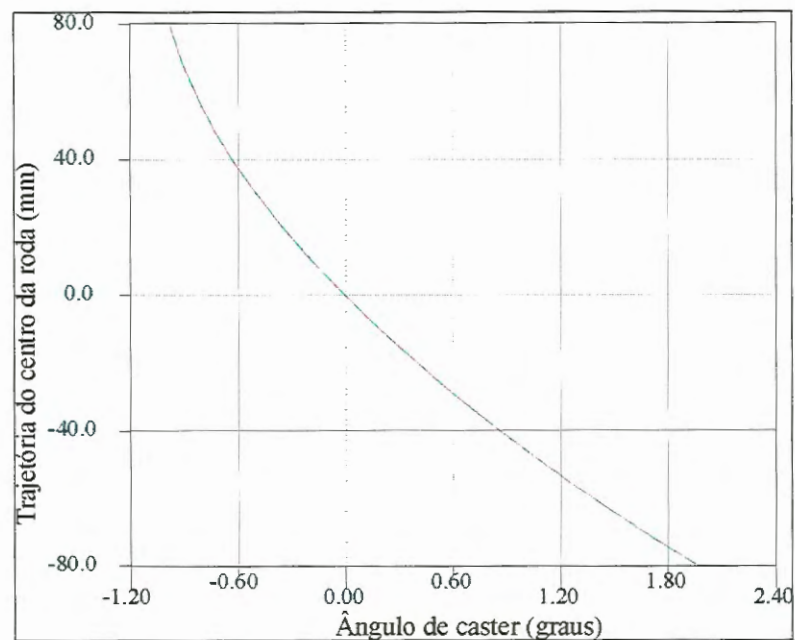


Figura 4.27: Trajetória do centro da roda x Ângulo de caster

A frequência natural do chassi ficou entre 1.13 hz e 1.16 hz, dentro da faixa de valor ótimo de projeto. A frequência natural da suspensão traseira dado pela equação

3.9 é de 9.0 Hz (a massa da suspensão é maior que a da dianteira por causa do sistema de freio).

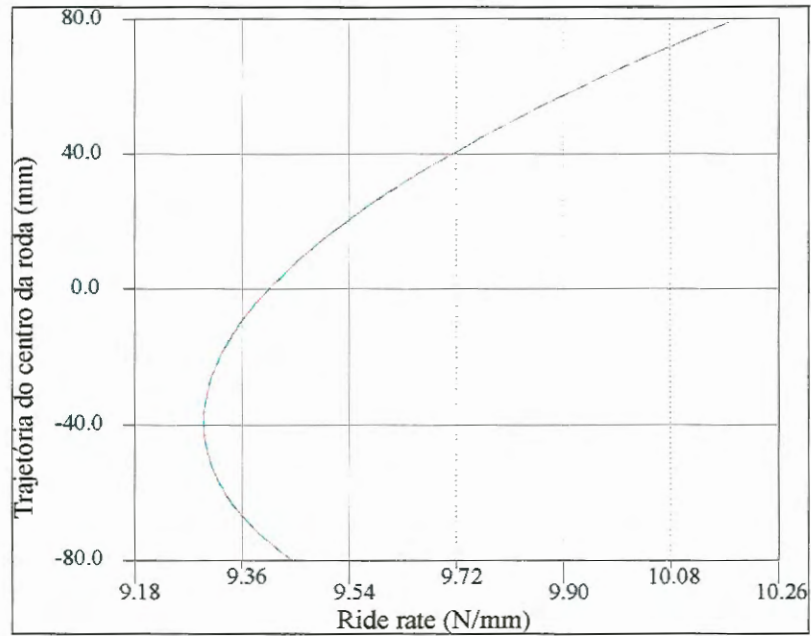


Figura 4.28: Trajetória do centro da roda x Ride rate

O ângulo de convergência está dentro da faixa segundo [REIMPELL, STOLL (1996)].

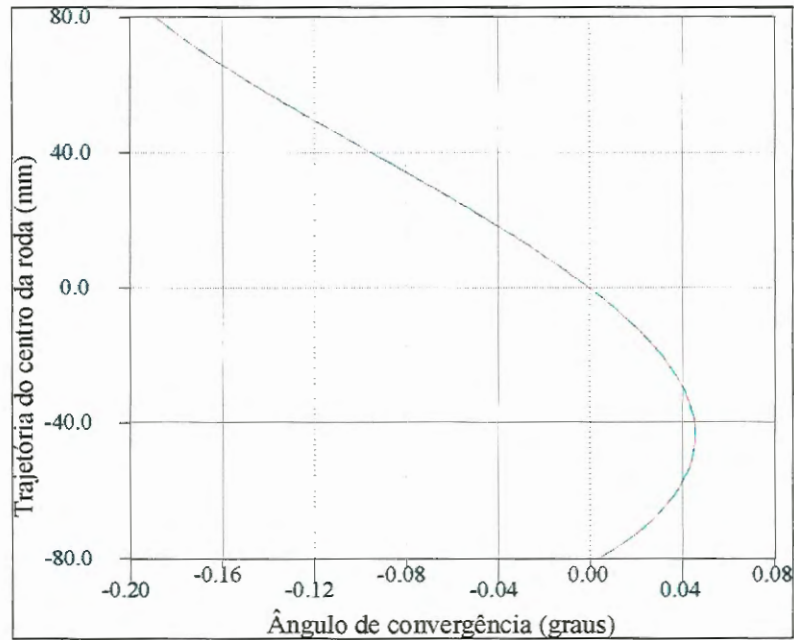


Figura 4.29: Trajetória do centro da roda x Ângulo de convergência

O raio de scrub variou menos de 1.4 mm, ainda um bom valor de projeto, indicando um baixo desgaste do pneu.

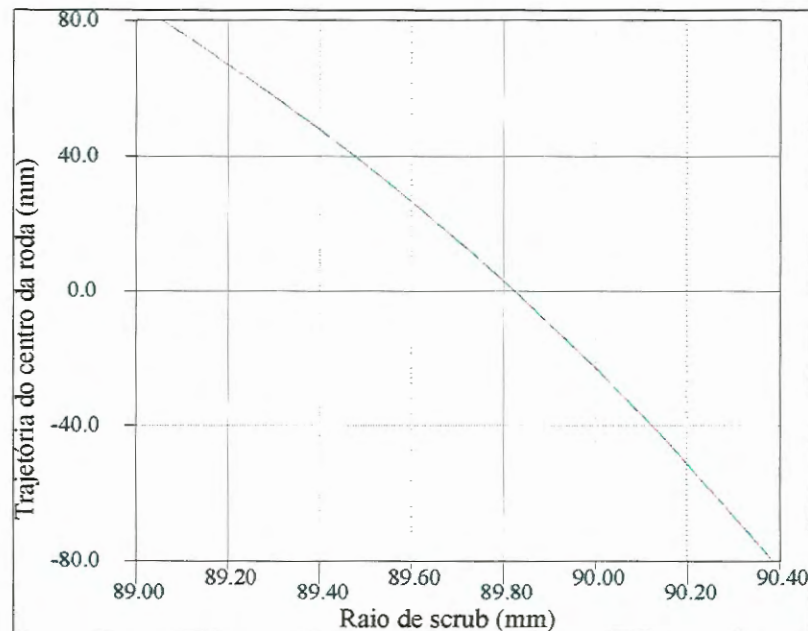


Figura 4.30: Trajetória do centro da roda x Raio de scrub

### 4.3.2 Análise da Tendência de Esterçamento

Utilizando a equação 3.11 para calcular a tendência de esterçamento do veículo e os valores das rigidez em curva  $C_f = 1020$  N/grauss,  $C_r = 480$  N/grauss e as dimensões  $b = 788$  mm,  $c = 1755$  mm definidas no Apêndice, obtêm-se uma razão para  $\alpha_f/\alpha_r = 1.048$ , indicando que o veículo é sub-esterçante.

Como o veículo é sub-esterçante, podemos calcular a velocidade característica através da equação 3.12. Inicialmente calculamos o gradiente de esterçamento através da equação 3.10:

$$K_{\text{esterçamento}} = 0.018 \frac{s^2 \cdot \text{grauss}}{m}$$

E a velocidade característica é:

$$V_{\text{caractístico}} = 89.1 \text{ m/s} = 320.76 \text{ km/h}$$



### 4.3.3 Margem Estática

A margem estática  $SM$  é obtida através da equação 3.13:

$$SM = 0.007$$

O valor para um veículo médio segundo [GILLESPIE (1992)] é de 0.008, bastante próximo do valor acima.

## Capítulo 5

# Conclusões

As análises das suspensões realizadas estiveram de acordo com os dados usualmente empregados no projeto de suspensões segundo a bibliografia consultada [GILLESPIE (1992)], [REIMPELL, STOLL (1996)].

Durante a análise da suspensão ficou patente a facilidade de uso da ferramenta. Muitas simulações tiveram que ser realizadas e o modelo alterado para se chegar à configuração ideal, mas isso foi realizado em um tempo extremamente curto, permitindo o diagnóstico de defeitos e a sua rápida localização através da simulação gráfica. A simulação gráfica mostrou ser um auxílio muito grande para se saber o comportamento da suspensão, pois é muito mais fácil visualizar o comportamento da suspensão do que analisar saídas numéricas, em que é preciso traduzir as mudanças de coordenadas dos corpos em movimentos da suspensão.

Nas análises das suspensões foi possível estudar as variáveis que influenciam um sistema de suspensão para se obter um projeto perto de sua configuração ótima.

Além disso, este trabalho teve uma abrangência bastante grande no estudo da suspensão veicular, podendo ser encontrado um trabalho similar, mas restrito apenas à suspensão dianteira, no artigo de [PISINO et al (1993)] desenvolvido na Fiat Italiana.

# Bibliografia

- [ALLEN et al. (1995)] Allen, R. W.; Magdaleno, R. E.; Rosenthal, T. J.; Klyde, D. H.; Hogue, J. R. (1995). *Tire Modeling Requirements for Vehicle Dynamics Simulation*. Systems Technology, SAE paper 950312.
- [ANDERSON et al (1989)] Andersson, J.E., Bane, O., Larsson, A. (1989). *Volvo 760 Multi-Link Rear Axle Suspension*. Chassis Engineering Volvo Car Corp., SAE paper 890082.
- [BASTOW, HOWARD (1993)] Bastow, D.; Howard, G.P. (1993). *Car Suspension and Handling*. 3rd. edition, Society of Automotive Engineers.
- [BERNARD, CLOVER (1994)] Bernard, J.E.; Clover, C.L. (1994). *Validation of Computer Simulation of Vehicle Dynamics*. Iowa State Univ, SAE paper 940231.
- [BERNARD, CLOVER (1995)] Bernard, J.E.; Clover, L. (1995). *Tire Modeling for Low-Speed and High-Speed Calculations*. Iowa State Univ SAE paper 950311
- [BUTKOV (1978)] Butkov, E. (1978). *Física Matemática*, Guanabara Dois S.A, Rio de Janeiro
- [CAMBIAGHI, GADOLA (1994)] Cambiaghi, D.; Gadola, M. (1994). *Computer-Aided Racing Car De-*

- sign and Development at the University of Brescia. Italy, University of Brescia, SAE paper 942507.*
- [CAMPBELL (1991)] Colin Campbell (1991). *News Direction in Suspension Design Making the Fast Car Faster*. Robert Bentley, Inc, Cambridge, Massachusetts.
- [COSTA et al. (1993)] Costa, A.; Jones, R.P.; Cherry, A. (1993). *Modeling and Simulation of a Five-Point Vehicle Suspension using Multibody Systems (MBS) Techniques*. II Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia de Mobilidade, São Paulo, Brazil, 1993, SAE paper 931697.
- [COSTA (1994)] Costa, A. (1994). *Application of Multibody Systems (MBS) Techniques to Vehicle Modeling*. Universidade de São Paulo, São Carlos, BR.
- [CRAHAN (1994)] Crahan, T.C.(1994). *Modelling Steady-State Suspension Kinematics and Vehicle Dynamics of Road Racing Cars - Part I: Theory and Methodology*, SAE paper 942505.
- [CRAHAN (1994)] Crahan, T.C. *Modelling Steady-State Suspension Kinematics and Vehicle Dynamics of Road Racing Cars - Part II: Examples*. SAE paper 942505.
- [CROLLA, HORTON (1994)] Crolla, D. A.; Horton, D.N.L. (1994). *A Systematic Approach to Vehicle Design Using VDAS (Vehicle Dynamic Analysis Soft-*

- ware). University of Leeds, SAE paper 940230.
- [SAE handbook (1992)] A Dictionary of Terms for the Dynamics and Handling of Single Track Vehicles (Motorcycles, MOPEDS and Bicycles). (1992). SAE J1451, SAE Handbook , volume 4
- [GILLESPIE (1992)] Gillespie, T.D.(1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers.
- [HAUG et al. (1993)] Haug, E.J.; Kuhl, J.G.; Tsai,F.F.(1993). *Virtual Prototyping for Mechanical System Concurrent Engineering*. NATO- Advanced Study Institute, Volume I, Tróia, Portugal, 27 junho - 9 julho.
- [SAE handbook (1973)] Helical Compression Springs, Hot Coiled For General Automotive Use.(1973). SAE J507, SAE Handbook
- [SAE handbook (1973)] Helical Compression and Extension Springs, Cold Coiled For General Automotive Use. (1973).SAE J508, SAE Handbook
- [SAE handbook (1973)] Helical Springs For Motor Vehicle Suspension. (1973). SAE J509, SAE Handbook
- [HIDEHIKO et al. (1992)] Hidehiko, T.; Motoji, K.; Kiyohide, U.; Kotaro, K.; Takayuki , S. (1992). *The Trend of Bush Bearing Materials for Strut Type Shock Absorbers*. Daido Co. Ltd, SAE paper 920274
- [KANE, LEVINSON (1985)] Kane, T.R.; Levinson, D.A.(1985). *Theory and Applications*, McGraw-Hill Publishing Company.

- [Kane et al (1983)] Kane, T. R.; Likins, P.W.; Levinson, D.A. (1983). *Spacecraft Dynamics*, McGraw-Hill, Inc.
- [KATO et al. (1995)] Kato, Y.; Yoshiro, T.; Ogawa, N.(1995). *Developmente of a Multi-Link Beam Rear Suspension for Front-Wheel-Drive Cars*. SAE paper 950585.
- [KORTUM, SCHIEHLEN (1985)] Kortüm, W. ; Schiehlen, W. (1985). *General Purpose Vehicle System Dynamics Software Based on Multibody Formalisms*. Vehicle System Dynamics, v. 14,p. 229-263.
- [SAE handbook (1973)] Leaf Springs For Motor Vehicle Suspension.(1973) SAE J510B, SAE Handbook
- [LEE, GUENTER (1995)] Lee, S.; Guenther, D. A.(1995). *Modeling of Dynamic Characteristics of Tire Lateral and Longitudinal Force Responses to Dynamic Inputs*.SAE paper 950314.
- [MACGUIRE, GUENTER (1993)] Macguire, M.K.;Guenther, D.A.(1993). *Longitudinal Suspension Compliance Modeling with ADAMS*. SAE paper 930764.
- [SAE handbook (1992)] Measurement of Passenger Car, Light Truck and Higway Truck and Bus Tire Rolling Resistance. (1992). SAE J1270, SAE Handbook , volume 4.
- [MDI (1994)] Mechanical Dynamics: The Leader in Virtual Prototyping.(1994) Engineering Automation Review, April.
- [MDI (1997)] Mechanical Dynamics-Top Story (1997). *Discovering*

- the Unexpected: How ADAMS Mechanical Simulation Software Helped JPL Keep the Mars Pathfinder Mission on Course*; [http://www.adams.com/mdi/top\\_story/top\\_story.html](http://www.adams.com/mdi/top_story/top_story.html)  
14 de julho de 1997.
- [MILLIKEN, MILLIKEN (1995)] Milliken, W. F.; Milliken, D. L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE Book.
- [NAGIRI et al. (1992)] Nagiri, S.; Doi, S.; Shoh-no, S.; Hiraiwa, N. (1992). *Improvement of Ride Comfort by Preview Vehicle-Suspension System*. SAE paper 920273.
- [NEWMAN/HAAS (1995)] Newman/Haas: On Track with Analysis. (1995). *Computer-Aided Engineer*, May 1995
- [ORLANDEA, CHACE (1977)] Orlandea, N.; Chace, MA. (1977). *Simulation of a Vehicle Suspension with the ADAMS Computer Program*. 1977 International Automotive Engineering Congress and Exposition, Michigan, SAE Paper 770053..
- [ORLANDEA (1973)] Orlandea, N. (1973). *Node-Analogous, Sparsity-Oriented Methods for Simulation of Mechanical Systems*. Dissertação de Doutorado, Universidade de Michigan.
- [SAE handbook (1992)] Passenger Cars and Light Truck Axles. (1992). SAE J2200, SAE Handbook, volume 4.
- [PISINO et al (1993)] Pisino, E.; Giacomini, J.; Campanile, P. (1993). *Numerical Investigation of the Influence of the Shock Absorber on the Vertical Force Transmissibility of a MacPherson*

- Suspension*, Centro Ricerche Fiat, Strada Torino 50, 10043 Orbassano (TO), Italia.
- [REIMPELL, STOLL (1996)] Reimpell, J.; Stoll, H.(1996). *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Society of Automotive Engineers.
- [SCHWERTASSEK, ROBERSON (1985)] Schwertassek, R.; Roberson, R. (1985). *A Perspective on Computer-Oriented Multibody Dynamical Formalisms and their Implementations*. Dynamics of MBS Symposium IUTAM/IFtoMM Symposium, Italy.
- [SHARP, CROLLA (1987)] Sharp, R.S.; Crolla, D. A.(1987). *Road Vehicle Suspension System Design - a review*. Vehicle System Dynamics, 10.
- [SPIEGEL (1976)] Spiegel, M.R.(1976). *Análise de Fourier*, Coleção Schaum, McGraw-Hill.
- [sSnap for Windows] *sSNAP for Windows*, SAE Professional Development Div, 400 Commonwealth Dr., Warrendale, PA 15096, (412) 776-4841, ext. 206.
- [TEDAS (1990)] TEDAS (1990). *Multibody System Analysis Software*, Tedas Publication.
- [TEMPRA MANUAL (1991)] Temptra.(1991). *Características Técnicas, Manual de Treinamento Assistencial*. Fiat do Brasil.
- [TIMOSHENKO, YOUNG (1940)] Timoshenko; Young. (1940). *Engineering Mechanics*, McGraw-Hill Book Company, Inc.
- [CiME (1995)] The Very Real Benefits of Virtual Prototyping.(1995). CiME (Computer Inte-



- grated Manufacture and Engineering, December/January 1995
- [SAE handbook (1992)] Vehicle Dynamics Terminology. (1992). SAE J670E, SAE Handbook ,volume 4
- [WOOLGAR (1998)] Woolgar, R.J.(1998).*Development of a Vehicle Suspension System Model Having a Variable Element*, Ford Motor Co., SAE paper 885039.
- [YAMAURA (1992)] Yamaura, T.(1992). *Simulation Analysis of Force Transfer Characteristics of Suspension System*. SAE paper 920273.

# Apêndice

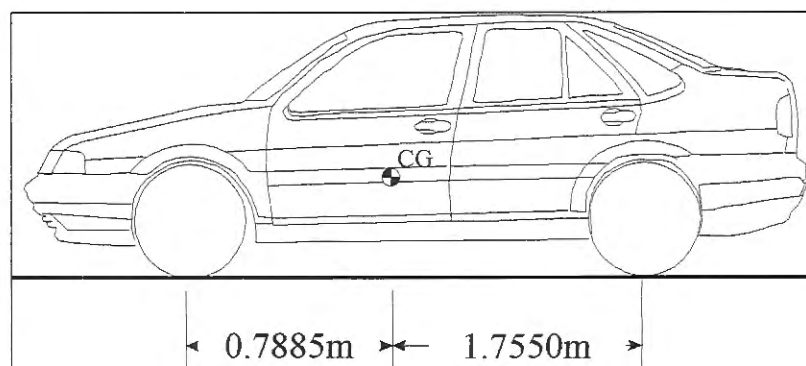
## Dados do Veículo

### Modelo

Veículo Tempra da Fiat, modelo 1991.

### Distribuição do carregamento

A posição do centro de massa pode ser vista na figura abaixo. A distribuição do CG é de 69% na frente e 31% atrás.



Posição do centro de massa

### Distância entre eixos

$$WB = 2.543 \text{ m}$$

### Distribuição do carregamento

Massa total do veículo:

$$M = 1180 \text{ kg}$$

Na dianteira:

$$M_f = 814.2 \text{ kg}$$

Na traseira:

$$M_r = 365.8 \text{ kg}$$

### Rigidez em curva do pneu

Segundo [Gillespie (1985)] os valores das rigidezas em curva para um veículo de tamanho médio e com a distribuição de carregamento acima são:

Rigidez em curva do pneu dianteiro:  $C_f = 1020 \text{ N/graus}$

Rigidez em curva do pneu traseiro:  $C_r = 480 \text{ N/graus}$

### Propriedades Inerciais dos Corpos que Fazem Parte da Suspensão Dianteira.

Tabela 1: Massa, comprimento e diâmetro da estrutura do conjunto mola/amortecedor

Corpo	Estrut.mola/amortecedor
Massa (kg)	2.8
Comprimento (mm)	240.5
Diâmetro (mm)	33.6

Tabela 2: Propriedades inerciais da bandeja

Corpo	Bandeja
Massa (kg)	3.0
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	19729/3
$I_{yy}/I_{xz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	23453/67
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	42806/9

Tabela 3: Propriedades inerciais da estrutura de fixação do amortecedor na bandeja

Corpo	Fixação amort. bandeja
Massa (kg)	0.7
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	14090/1.3
$I_{yy}/I_{xz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	13160/3
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	1437/2007

Tabela 4: Propriedades inerciais da manga do eixo

Corpo	Manga do eixo
Massa (kg)	3.6
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	10418/1849
$I_{yy}/I_{xz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	11027/1370
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	10088/2867

Tabela 5: Propriedades inerciais da roda e pneu

Corpo	Roda e pneu
Massa (kg)	25.0
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	650000/0
$I_{yy}/I_{xz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	1100000/0
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	55000/0

## Propriedades Inerciais dos Corpos que Fazem Parte da Suspensão Traseira

Tabela 6: Propriedades inerciais da estrutura da mola e amortecedor

Corpo	Estrut.mola/amortecedor
Massa (kg)	3.0
Comprimento (mm)	481
Diâmetro (mm)	67.2

Tabela 7: Propriedades inerciais da barra transversal dianteira e traseira

Corpo	Barra transversal
Massa (kg)	0.182
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	188/0
$I_{yy}/I_{xz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	3332/0
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	3333/0

Tabela 8: Propriedades inerciais da barra de arrasto

Corpo	Barra de arrasto
Massa (kg)	0.53
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	518/0
$I_{yy}/I_{xz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	9000/0
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	9500/0

Tabela 9: Propriedades inerciais da manga do eixo

Corpo	Manga do eixo
Massa (kg)	3.6
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	10418/1849
$I_{yy}/I_{xz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	11027/1370
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	10088/2867

Tabela 10: Propriedades inerciais da roda e pneu

Corpo	Roda e pneu
Massa (kg)	25.0
$I_{xx}/I_{xy}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	650000/0
$I_{yy}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	1100000/0
$I_{zz}/I_{yz}$ (kg.mm <sup>2</sup> )	55000/0