

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DE SISTEMA DE SUSPENSÃO E VEÍCULO BAJA SAE
COM SOFTWARE DE DINÂMICA MULTICORPOS

Paulo Hideki Yamagata

São Paulo

2014

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DE SISTEMA DE SUSPENSÃO E VEÍCULO BAJA SAE
COM SOFTWARE DE DINÂMICA MULTICORPOS

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Paulo Hideki Yamagata

Orientador: Prof. Dr. Roberto Spinola Barbosa

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2014

Yamagata, Paulo Hideki

Modelagem de sistema de suspensão e veículo BAJA SAE com software de dinâmica multicorpos / P. H. Yamagata. – São Paulo, 2011.

50 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1.Dinâmica multicorpos 2.Baja SAE 3.Suspensão veicular
4.Dinâmica veicular I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

RESUMO

Nesse trabalho, foi realizada a modelagem de um veículo completo do tipo Baja SAE para a realização de simulações dinâmicas. A elaboração do modelo foi feita utilizando o software de dinâmica multicorpos MSC Adams.

Foi realizado um levantamento dos parâmetros do veículo mais relevantes, reunindo informações retiradas de medições e especificações de projeto. A partir dessas informações, cada subsistema foi modelado separadamente, e foram definidas as relações entre cada subsistema.

Após a modelagem, foi realizada uma série de simulações a fim de se avaliar o comportamento do veículo. As simulações tiveram como foco principal a dinâmica vertical e lateral, e procuraram reproduzir testes realizados previamente com o veículo. Foram observados os parâmetros mais relevantes de cada simulação para que fosse realizada uma posterior análise dos resultados.

Finalmente, os resultados das simulações foram comparados com medições realizadas em testes com o veículo a para se verificar a validade do modelo. As principais discordâncias entre o modelo e o ensaio foram identificadas e suas possíveis causas foram analisadas.

ABSTRACT

In this work, a full vehicle model of a Baja SAE prototype was built in order to conduct dynamic simulations. The model was made using the multibody dynamics software MSC Adams.

The most important parameters of the vehicle were gathered from both measurements and design specifications. From these information, each subsystem was separately modelled and the relations between each subsystem were defined.

With the assembled model, a series of simulations were conducted so the behavior of the vehicle could be evaluated. The simulations focused on the vertical and lateral dynamics of the vehicle, and tried to reproduce tests previously conducted with the prototype.

Finally, the simulations results were compared to measurements taken from tests in order to check the validity of the model. The major differences between model and tests were identified and their possible causes were analyzed.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. Roberto Spinola Barbosa, pela orientação e paciência ao longo da realização desse trabalho.

Aos amigos da Equipe Poli de Baja, por contribuírem de forma importante para minha formação profissional e por compartilharem experiências inesquecíveis durante os anos de graduação.

À Lie, pelo carinho, compreensão e companheirismo.

Aos meus familiares, por sempre me acompanharem e me apoiarem.

Finalmente, aos meu pais, Hiroshi e Chieko, por toda a dedicação à minha formação acadêmica e pessoal durante toda a vida.

SUMÁRIO

Lista de Figuras	vi
1. Introdução.....	1
1.1. Introdução sobre modelos de suspensões veiculares	1
1.2. Veículos tipo Baja SAE	3
1.2.1. A Equipe Poli-USP de Baja SAE	4
1.1. <i>Software</i> de dinâmica multicorpos	6
2. Objetivo.....	8
3. Modelo	9
3.1. Suspensão dianteira	9
3.2. Suspensão traseira.....	11
3.3. Direção	12
3.4. Rodas dianteiras e traseiras	13
3.5. Chassi.....	17
3.6. Freios.....	19
3.7. Trem de força	19
4. Simulações	21
4.1. Análise modal	22
Resultados.....	22
4.2. Curva de raio constante.....	24
Resultados.....	25
4.3. Salto sobre rampa	29
Resultados.....	30
5. Testes	33
5.1. Curva de raio constante.....	35
Resultados.....	36

5.2. Salto sobre rampa	37
Resultados.....	38
6. Validação.....	40
6.1. Curva de raio constante.....	40
6.2. Salto sobre rampa	43
7. Conclusões e considerações finais.....	46
8. Apêndice.....	48
8.1. Apêndice I.....	48
9. Referências Bibliográficas	49

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 - Modelo de um quarto de carro [1]	1
Figura 1-2 - Respostas do modelo de um quarto de carro [1].....	2
Figura 1-3 - Veículo Baja SAE da Escola Politécnica da USP, na competição Baja SAE Brasil.....	3
Figura 1-4 - Fluxograma de modelo de trem de força.....	5
Figura 1-5 - Fluxograma de modelo de frenagem.....	5
Figura 1-6 - Interface do <i>software Adams</i>	7
Figura 3-1 - Modelo de suspensão dianteira.....	10
Figura 3-2 - Resultados das medições de amortecimento.....	11
Figura 3-3 - Modelo de suspensão traseira	12
Figura 3-4 - Modelo do subsistema direção	13
Figura 3-5 - Forças e momento realizados pelo pneu.....	14
Figura 3-6 - Aparato desenvolvido para medição de força a lateral do pneu [11].....	15
Figura 3-7 - Curvas de força lateral por ângulo de deriva, do pneu dianteiro, variando a carga vertical [11].....	16
Figura 3-8 - Curvas de força lateral por ângulo de deriva, do pneu traseiro, variando a carga vertical [11].....	16
Figura 3-9 - Curvas de força vertical do pneu	17
Figura 3-10 - Modelo do subsistema chassi	18
Figura 3-11 - Ensaio para medição de momento de inércia do veículo	19
Figura 3-12 - Modelo em CAD do trem de força	20
Figura 3-13 - Curva de torque de saída do trem de força pela velocidade ..	20
Figura 4-1 - Modo de oscilação da suspensão dianteira. Frequência: 1,03 Hz	22
Figura 4-2 - Modo de oscilação da suspensão traseira. Frequência: 1,46 Hz	23
Figura 4-3 - Modo de rolagem. Frequência: 1,34 Hz	23
Figura 4-4 - Modo de arfagem. Frequência: 1,59 Hz	23
Figura 4-5 - Simulação de curva de raio constante.....	24
Figura 4-6 - Resultado da simulação de curva de raio constante	26

Figura 4-7 – Veículo realizando curva a 40 km/h.....	27
Figura 4-8 - Ângulo de esterçamento pelo tempo	27
Figura 4-9 - Deslocamento das molas por aceleração lateral do veículo.....	28
Figura 4-10 - Ângulo de rolagem por aceleração lateral	29
Figura 4-11 - Veiculo realizando salto sobre rampa.....	30
Figura 4-12 - Comprimento dos amortecedores durante o salto.....	31
Figura 4-13 - Velocidade de deslocamento dos amortecedores.....	31
Figura 4-14 - Forças verticais nas juntas da manga de eixo.....	32
Figura 5-1 - Aquisitor de Dados DL1 MK2	33
Figura 5-2 - Sensor de posição linear utilizado nos amortecedores	34
Figura 5-3 - Sensor de deslocamento angular do volante	34
Figura 5-4 - Sensor de posição do amortecedor instalado no veículo	34
Figura 5-5 - Teste de curva de raio constante	35
Figura 5-6 - Exemplo de dados fornecidos pelo aquisitor de dados	36
Figura 5-7 - Ângulos de esterçamento medidos no teste de curva de raio constante	36
Figura 5-8 - Deslocamentos dos amortecedores	37
Figura 5-9 - Projeto da rampa para o teste de salto.....	38
Figura 5-10 - Montagem de sequência de fotos do veículo realizando um salto sobre a rampa.....	38
Figura 5-11 - Comprimento dos amortecedores durante a realização de um salto	39
Figura 6-1 - Comparação entre resultados para o ângulo de esterçamento	40
Figura 6-2 - Deslocamentos dos amortecedores dianteiros.....	41
Figura 6-3 - Deslocamento dos amortecedores traseiros	42
Figura 6-4 - Diagonais do veículo	43
Figura 6-5 - Comprimento dos amortecedores durante salto em rampa.....	43
Figura 6-6 - Velocidade dos amortecedores dianteiros durante salto em rampa	44
Figura 6-7 - Velocidade dos amortecedores traseiros durante salto em rampa	45

1. INTRODUÇÃO

1.1. Introdução sobre modelos de suspensões veiculares

Os sistemas de suspensão de um veículo possuem influência direta sobre o seu desempenho dinâmico e conforto do usuário. Em um automóvel, a suspensão é responsável pela interface entre a pista, que possui irregularidades, e a carroceria, cujas acelerações são percebidas pelo condutor e passageiro.

De forma simplificada, o sistema de suspensão de um veículo pode ser modelado por um conjunto de duas massas, acopladas entre si por um sistema de mola e amortecedor, ligado à pista por uma mola. Este modelo é conhecido como “modelo de um quarto de carro” [1] e está ilustrado na Figura 1-1.

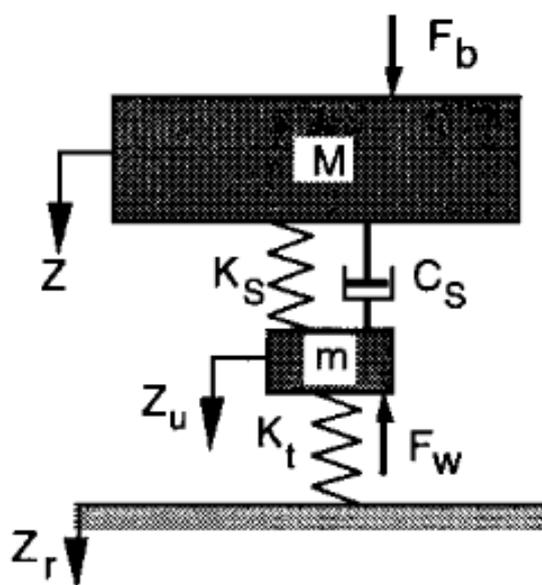


Figura 1-1 - Modelo de um quarto de carro [1]

O bloco de massa m corresponde à massa não suspensa total do veículo. Esta pode ser calculada somando-se as massas dos conjuntos de roda – pneus, rodas, mangas de eixo, conjuntos de freios, etc. – e uma fração (aproximadamente metade, segundo [2]) da massa dos elementos que ligam

as rodas à carroceria – braços de suspensão, barras de direção, amortecedores, molas, etc. O bloco de massa M é a massa suspensa, que por sua vez é igual a massa total do veículo, menos a massa não suspensa.

A rigidez vertical do pneu é representada no modelo por uma mola de constante elástica K_t . O valor desta constante depende de fatores como temperatura, pressão interna e ângulos de inclinação do pneu, e podem ser obtidos através de testes simples. Entre a massa suspensa e a não suspensa, atuam um amortecedor, de coeficiente de amortecimento C_s e uma mola, de constante elástica K_s . Estes valores são obtidos através testes ou fornecidos pelos fabricantes dos componentes.

O modelo de um quarto de carro, apesar de ser extremamente limitado, pode trazer informações úteis sobre o comportamento dinâmico de um veículo. Através de equações obtidas a partir deste modelo, é possível observar as vibrações produzidas na massa suspensa causada por irregularidades da pista. As respostas do sistema podem ser apresentadas na forma de ganho em função da frequência, como é mostrado no exemplo da Figura 1-2, retirado de [1].

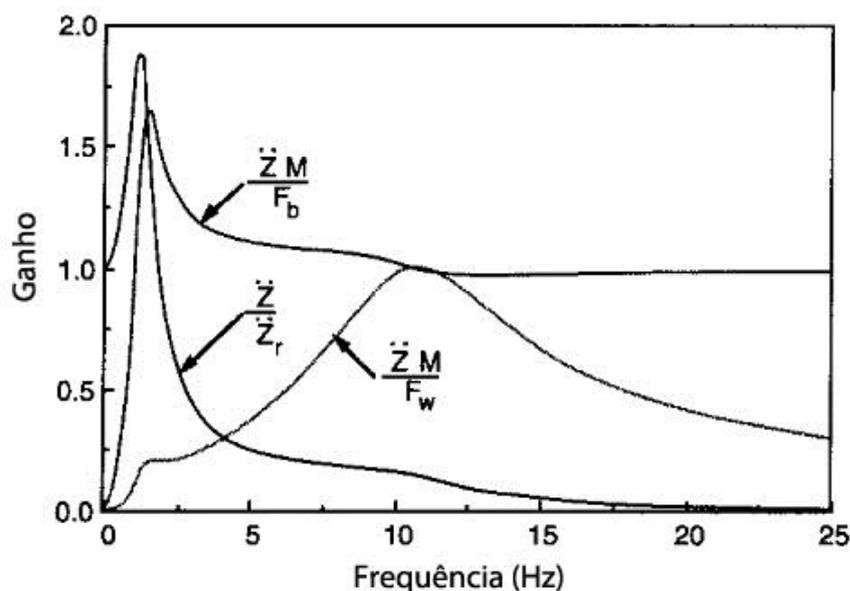


Figura 1-2 - Respostas do modelo de um quarto de carro [1]

As curvas da Figura 1-2 representam a resposta do modelo para entradas na massa suspensa, massa não suspensa e perfil vertical da pista. A entrada de força na massa suspensa pode ser proveniente de vibrações do motor e sistema de transmissão, enquanto que a entrada de força na massa não suspensa pode representar um desbalanceamento nas rodas do veículo.

1.2. Veículos tipo Baja SAE

Baja SAE é uma categoria de competição interuniversitária que consiste no projeto e fabricação de um veículo monoposto fora de estrada de chassi tubular. As competições são realizadas nos Estados Unidos, pela *SAE International*, e no Brasil, pela *SAE Brasil*. As restrições impostas pelo regulamento da competição incluem a utilização de um motor padrão (marca Briggs&Stratton, monocilíndrico, potência nominal de 10 HP), além de outros requisitos obrigatórios de segurança [3].



Figura 1-3 - Veículo Baja SAE da Escola Politécnica da USP, na competição Baja SAE Brasil 2012

A competição é dividida em provas estáticas e dinâmicas. As chamadas provas estáticas compreendem uma inspeção técnica de segurança, realizada pela organização do evento, uma apresentação oral feita pelas equipes, onde estas apontam as principais inovações de projeto do veículo, e um relatório, que descreve de forma detalhada as etapas seguidas na criação do protótipo.

Como a maioria das provas dinâmicas são realizadas sobre terreno acidentado, é de grande importância que o veículo possua um sistema de suspensão eficiente. Na prova chamada *Suspension and Traction*, por exemplo, o protótipo deve percorrer em menor tempo possível um circuito com diversos obstáculos. Nesta prova, a absorção de energia e o contato do pneu com o solo são necessários para obtenção de uma boa pontuação. Outro exemplo é a prova mais importante da competição: o enduro de resistência, onde o veículo deve completar o maior número de voltas possível em um circuito durante quatro horas. Se a suspensão do protótipo não for suficientemente confortável, o desgaste do piloto será elevado, o que comprometeria o seu desempenho na prova.

O principal objetivo dos eventos Baja SAE é expor os integrantes das equipes a um caso real de aplicação de conceitos da engenharia, desafiando-os a desenvolver um projeto desde a sua concepção até a fabricação do protótipo. Os estudantes também são responsáveis por reunir recursos financeiros necessários para a conclusão do projeto [4].

1.2.1. A Equipe Poli-USP de Baja SAE

A Equipe Poli-USP de Baja SAE é um grupo de estudantes de graduação em engenharia da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, formado em 31 de outubro de 2001, que compete em eventos Baja SAE. Desde a sua criação, a Equipe Poli-USP de Baja SAE (doravante denominado Equipe Poli) apresentou um notável crescimento e constante avanço nas colocações das competições em que participou. No ano de 2012, a Equipe Poli conquistou o título de campeã na competição Baja SAE Brasil 2012, sua melhor participação em um torneio de nível nacional.

Na busca de uma constante melhoria nos resultados, a Equipe Poli desenvolve modelos dos diversos subsistemas a fim de prever o comportamento dinâmico de seus protótipos e otimizar seu desempenho. A Figura 1-4 e a Figura 1-5 mostram exemplos de fluxogramas dos modelos da dinâmica do trem de força e dos freios utilizados nos projetos de protótipos da Equipe Poli [5].

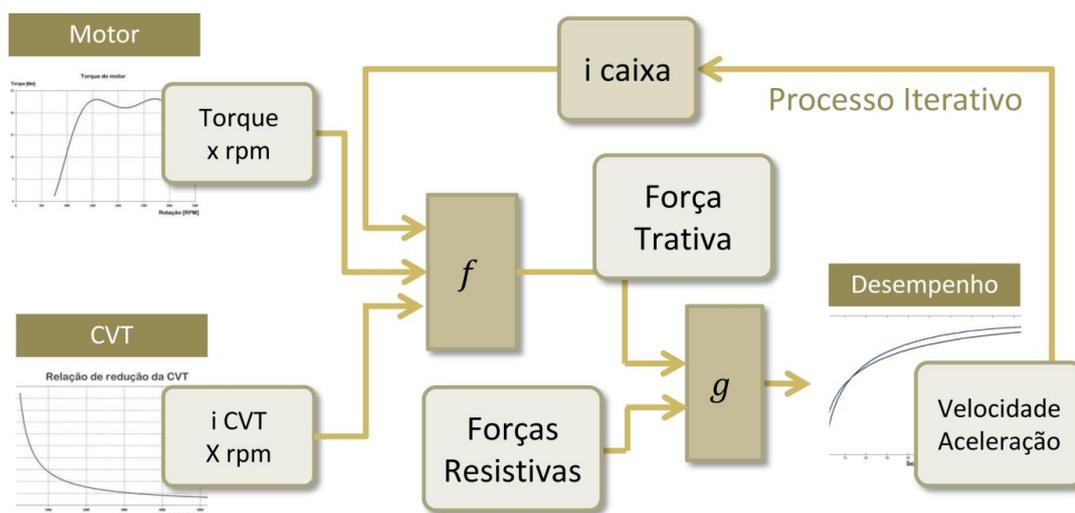


Figura 1-4 - Fluxograma de modelo de trem de força

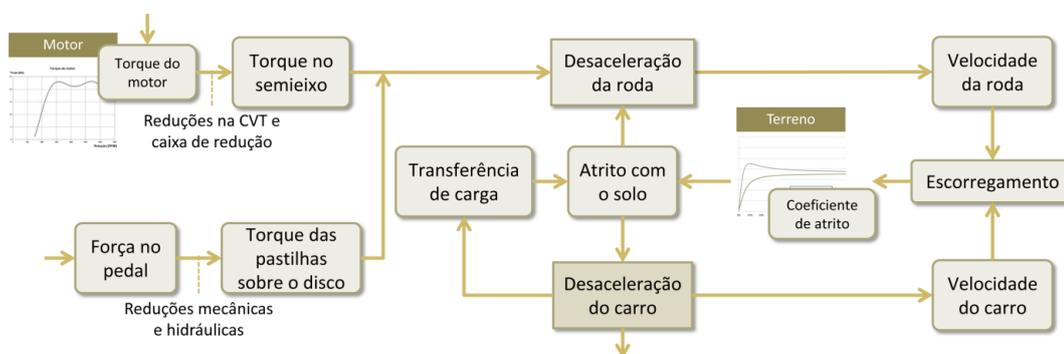


Figura 1-5 - Fluxograma de modelo de frenagem

Por ser um sistema de complexidade maior, pois envolve não só a dinâmica longitudinal, mas também a lateral e vertical, modelos detalhados do sistema de suspensão e direção ainda não foram desenvolvidos pela Equipe Poli. Os cálculos feitos atualmente pela equipe se limitam a equações encontradas na literatura [2] que auxiliam na previsão do comportamento do sistema através

de comparação com protótipos anteriores. O desenvolvimento de um modelo de suspensão completo de um veículo Baja SAE seria de grande importância para projetos futuros, pois possibilitaria uma previsão mais acurada do desempenho do veículo.

Diversas ferramentas podem ser utilizadas para modelagem de sistemas mecânicos. Os *softwares Matlab* e *Scilab* são largamente utilizados por engenheiros para criar programas que simulam o comportamento de sistemas. No caso específico de componentes automotivos, o *software* de dinâmica multicorpos *MSC Adams/Car* também é utilizado pela indústria para simulação de sistemas de maior complexidade.

1.1. Software de dinâmica multicorpos

Um sistema dinâmico multicorpos é composto basicamente por elementos rígidos, que possuem inércia e massa definidas, e elementos de ligação, que definem como os corpos se interagem no sistema. Para sistemas simples, o comportamento dos elementos ao longo do tempo pode ser calculado analiticamente. Porém, à medida que os sistemas tornam-se mais complexos, soluções numéricas passam a ser uma melhor alternativa. A utilização de *softwares* de dinâmica multicorpos é uma das opções para o cálculo numérico do comportamento de sistemas dinâmicos multicorpos.

Outra grande vantagem da utilização de *softwares* de dinâmica multicorpos para a elaboração de modelos de sistemas dinâmicos é a sua versatilidade. No caso do objeto de estudo, uma vez que o modelo de veículo completo é montado, este pode ser utilizado para diversos tipos de simulações, além das descritas neste trabalho. Portanto, haverá possibilidade, após a conclusão deste estudo, de realizar outros tipos de análises para demais fins.

A utilização de *softwares* de dinâmica multicorpos se tornou uma prática na engenharia automotiva a partir da década de 1980, juntamente com os *softwares* de análise em elementos finitos. Uma das vantagens da utilização desses tipos de programas é a possibilidade da utilização de uma interface de

fácil compreensão. Outra vantagem da interface gráfica dos programas é que o usuário pode compreender e interpretar melhor o comportamento do sistema [6].

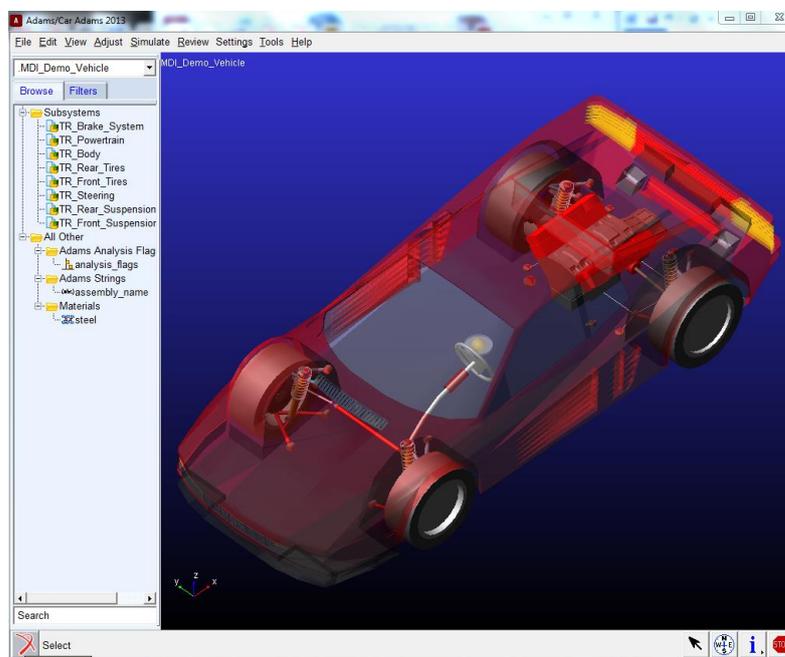


Figura 1-6 - Interface do *software Adams*

Para a realização desse trabalho, foi utilizado o *software Adams (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)*, desenvolvido pela empresa *MSC Software*. Além de ser o *software* mais conhecido e utilizado no mercado [7], o *Adams* foi escolhido por possuir uma plataforma de trabalho específica para a modelagem e simulação de sistemas automotivos, o *Adams/Car*.

2. OBJETIVO

O objetivo do trabalho é a elaboração e validação de um modelo de veículo completo de um protótipo Baja SAE da Equipe Poli. O veículo modelado será o protótipo 2012 – Poli Fênix. Porém, o modelo poderá ser facilmente adaptado para descrever o comportamento de outros protótipos similares.

A partir do modelo, serão realizadas simulações dinâmicas de situações similares às competições e de testes realizados pela equipe. Os resultados dos testes serão analisados e interpretados posteriormente utilizando a própria interface do *Adams/Car*.

A validação será feita utilizando resultados de diferentes testes realizados previamente. Durante os testes, foram utilizados diversos sensores e um equipamento de aquisição de dados. Serão comparadas as medições feitas pelos sensores e os resultados do modelo.

3. MODELO

Para a elaboração do modelo, foram utilizados os parâmetros do protótipo 2012 da Equipe Poli. Esses parâmetros foram obtidos tanto através de documentos e arquivos do projeto (desenhos em *CAD*, especificações de fabricantes, etc.) como também de dados de ensaios e medições feitas pela equipe. A utilização de cada tipo de informação foi escolhida de acordo com a disponibilidade e confiabilidades dos dados. Os parâmetros não disponíveis foram estimados a partir de informações que a equipe possuía.

Os valores de massa dos componentes foram obtidos através da medição das peças reais. Foi elaborada uma planilha detalhando cada componente do veículo e sua massa. Os valores de momento de inércia foram estimados a partir de desenhos feitos em *softwares* de *CAD*, ajustando a densidade do elemento à massa medida.

O modelo de veículo completo é dividido em oito subsistemas: suspensões dianteira e traseira, direção, rodas dianteiras e traseiras, chassi, freios e trem de força. Foi dada maior atenção aos subsistemas direção, suspensão e rodas, pois são os que possuem mais influência sobre a dinâmica lateral e vertical do veículo. Como os modelos de dinâmica longitudinal que a equipe possui já são suficientemente precisos, os subsistemas freio e trem de força não foram modelados com muito detalhamento.

3.1. Suspensão dianteira

O tipo de geometria de suspensão dianteira utilizado no protótipo estudado é o Duplo A. Esse tipo de geometria é largamente utilizado em veículos de competição, pois permite uma maior liberdade no ajuste de parâmetros cinemáticos durante o projeto.

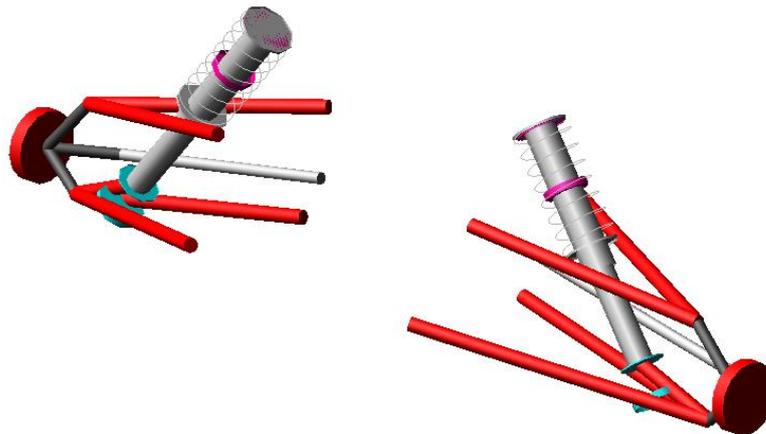


Figura 3-1 - Modelo de suspensão dianteira

Os corpos que constituem o subsistema foram considerados rígidos e não foram consideradas folgas e deformações nas articulações.

As coordenadas dos pontos de articulação dos mecanismos foram obtidas através dos desenhos em CAD do projeto. Apesar de haver diferenças entre os pontos do veículo real e os projetados, devido à baixa precisão dos processos de fabricação, estes foram utilizados pela facilidade na implementação do modelo.

A rigidez da mola da suspensão foi considerada constante, e foi utilizado o valor fornecido pelo fabricante. Por se tratar de uma mola helicoidal simples, feita em aço, o valor de rigidez nominal é suficientemente confiável e preciso.

As curvas de força por velocidade do amortecedor foram obtidas através de um ensaio feito pela equipe utilizando uma máquina universal de testes. O ensaio utilizou a metodologia descrita em [8]. Como o modelo do amortecedor possui ajustes de amortecimento, tanto para compressão quando para a distensão, foram realizadas medições para diferentes configurações. A Figura 3-2 mostra os resultados do ensaio.

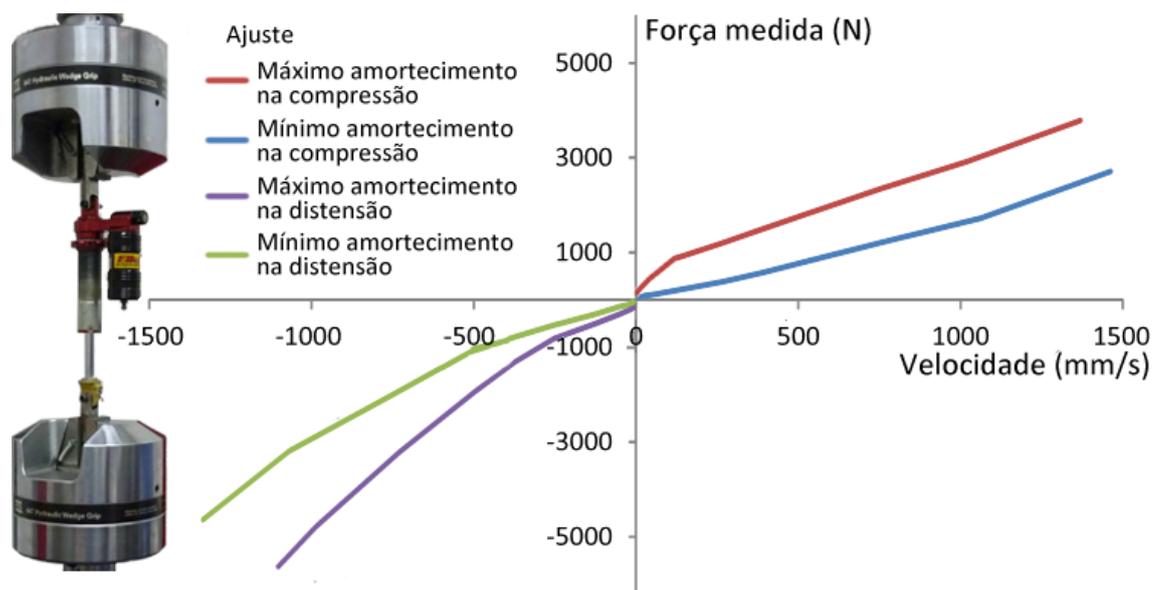


Figura 3-2 - Resultados das medições de amortecimento

Além da mola e do amortecedor, outro elemento de força presente no modelo é o batente de suspensão. O batente é responsável por limitar o curso de suspensão, tanto na compressão como na distensão. Para a compressão, foi utilizada a curva de batente fornecida pelo fabricante. Como não há batente na distensão, foi utilizado um valor de rigidez muito alto, a fim de se aproximar de um contato rígido.

3.2. Suspensão traseira

Na suspensão traseira, o tipo de geometria utilizado é o braço semiarrastado. Esse tipo de geometria é encontrado tanto em veículos de passeio como de competição. Sua principal vantagem na aplicação em veículo tipo Baja SAE é que ele permite um curso de suspensão elevado, o que resulta em uma maior absorção de energia e, conseqüentemente, maior conforto ao usuário.

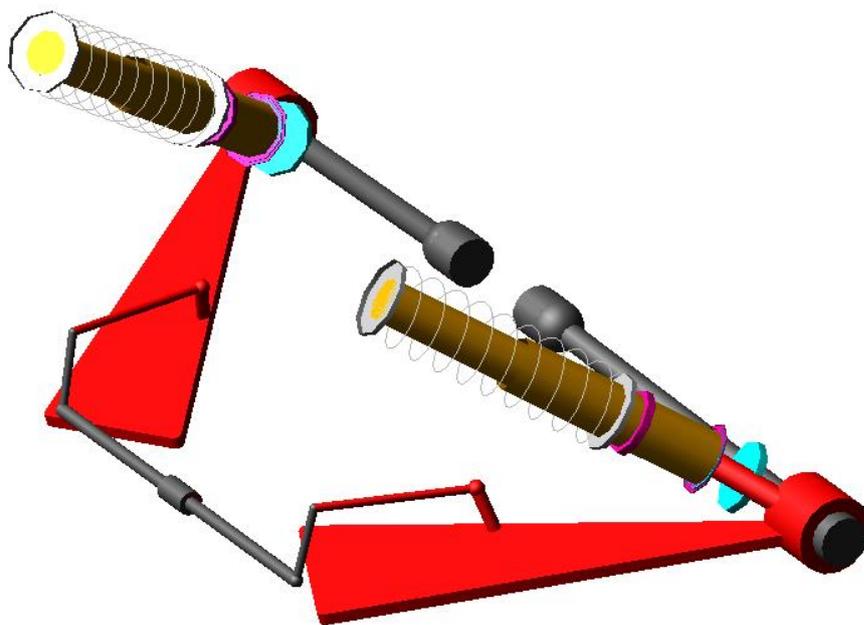


Figura 3-3 - Modelo de suspensão traseira

As coordenadas dos pontos de articulação e os parâmetros de molas, amortecedores e batentes foram obtidos de forma similar ao modelo da suspensão dianteira.

Além de molas, amortecedores e batentes, o modelo de suspensão traseira inclui um elemento de força adicional: a barra antirrolagem. Esse elemento atua de acordo com a diferença de deslocamento entre os lados da suspensão. A torção da barra provoca um momento contrário à rolagem do veículo. Para simplificar o elemento, este foi modelado como duas barras, ligadas por uma junta de revolução e por uma mola torcional. A rigidez da mola torcional foi calculada para ser igual à rigidez da barra real. Essa simplificação não leva em conta a flexão dos braços da barra, porém esse efeito pode ser desprezado, considerando a precisão do modelo.

3.3. Direção

O tipo de mecanismo utilizado no sistema de direção do veículo é o pinhão-cremalheira. Esse mecanismo é muito utilizado em diversos tipos de veículo, devido à sua simplicidade e versatilidade.

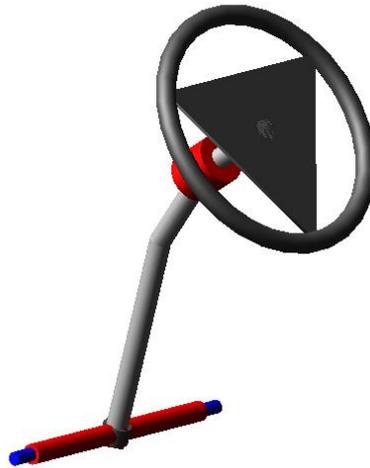


Figura 3-4 - Modelo do subsistema direção

O sistema é composto por um volante, fixado à coluna de direção, que possui duas articulações, feitas com juntas universais. O valor de relação do par pinhão-cremalheira utilizado foi o previsto no projeto. Não é utilizado nenhum tipo de assistência de direção no veículo.

3.4. Rodas dianteiras e traseiras

Os subsistemas de rodas dianteiras e traseiras definem as dimensões geométricas das rodas utilizadas, assim como o comportamento dinâmico dos pneus. O pneu é um elemento cujo comportamento é de difícil modelagem, e ao mesmo tempo é um dos fatores que mais influenciam na dinâmica do veículo [2].

Existem diversas formas de se modelar o comportamento dinâmico de pneus. O modelo mais conhecido e utilizado para aplicações em automóveis é conhecido como “Formula mágica de Pacejka” (FMP). Nesse modelo, cada pneu é caracterizado por 10 a 20 coeficientes para cada força ou momento produzido pelo pneu sobre a área de contato com o solo [9]. Normalmente esse modelo é utilizado para descrever as forças longitudinal e lateral, além do momento autoalinhante (Figura 3-5).

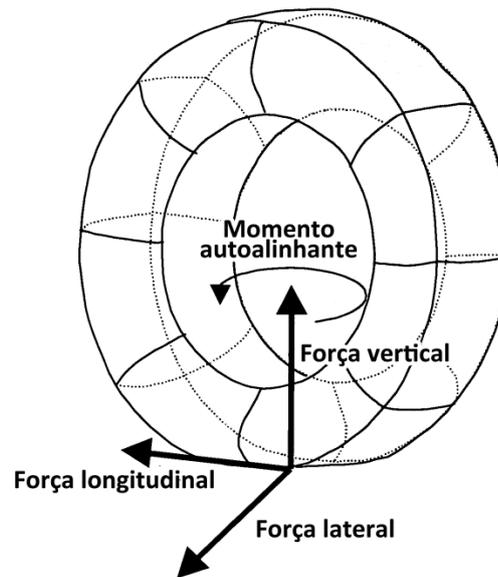


Figura 3-5 - Forças e momento realizados pelo pneu

A “Formula mágica de Pacejka” possui diferentes versões. A cada nova versão, novos fatores são considerados no modelo, tornando-o cada vez mais próximo do real. A versão utilizada nesse trabalho é a PAC2002, que, além de levar em conta fatores como cambagem e força vertical, também considera a ação combinada das forças e momento. As fórmulas para as forças longitudinal e lateral e momento autoalinhante são mostradas nas equações (3-1) , (3-2) e (3-3), respectivamente [10].

Como o fabricante dos pneus não fornecia informações sobre o

$$F_x = (D_x \sin[C_x \operatorname{atan}\{B_x \kappa_x - E_x (B_x \kappa_x - \operatorname{atan}(B_x \kappa_x))\}] + S_{Vx}) \cdot G_{x\alpha} \quad (3-1)$$

$$F_y = (D_y \sin[C_y \operatorname{atan}\{B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \operatorname{atan}(B_y \alpha_y))\}] + S_{Vy}) \cdot G_{y\alpha} \quad (3-2)$$

$$+ S_{Vy\kappa}$$

$$M_z = D_r \cos(C_r \operatorname{atan}(B_r \alpha_r)) \cos(\alpha) \quad (3-3)$$

$$- D_t \cos(C_t \operatorname{atan}(B_t \alpha_t - E_t (B_t \alpha_t - \operatorname{atan}(B_t \alpha_t)))) \cos(\alpha)$$

comportamento dinâmico do pneu, foi necessário utilizar os dados disponíveis nos arquivos da Equipe Poli. Foram utilizados os resultados dos ensaios realizados em [11], onde foi medida a força lateral dos pneus utilizando um equipamento desenvolvido para esse fim (Figura 3-6).

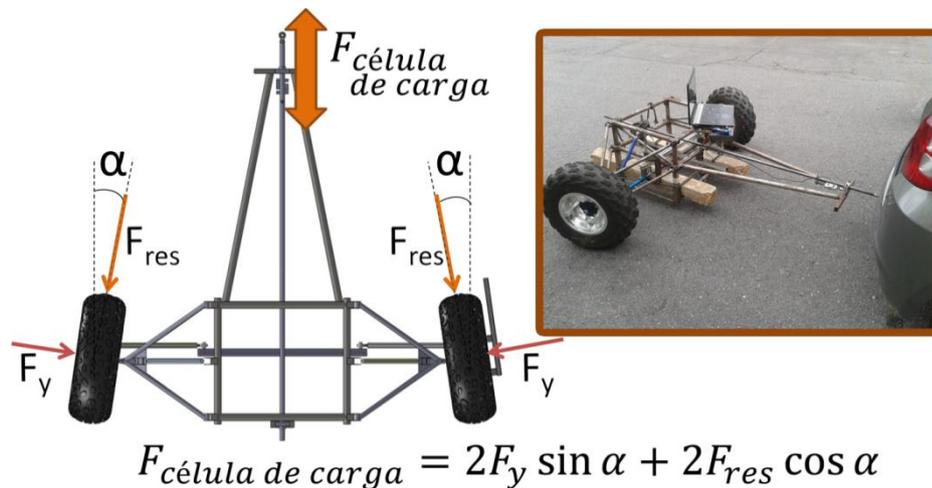


Figura 3-6 - Aparato desenvolvido para medição de força a lateral do pneu [11]

.O equipamento permite a medição da força lateral variando o ângulo de deriva, carga vertical e cambagem do pneu. Os ensaios foram realizados tanto em pista asfaltada como em terra. As Figura 3-7 e Figura 3-8 mostram alguns resultados obtidos nos ensaios. Apesar de as medidas não possuírem precisão muito alta, foi possível estimar os coeficientes da Equação (3-2) através dos dados coletados.

Foi elaborado um relatório com os dados das medições, que foi introduzido no *Adams* através da ferramenta *Tire Data and Fitting*, e o *software* foi capaz de calcular os coeficientes de força lateral do pneu.

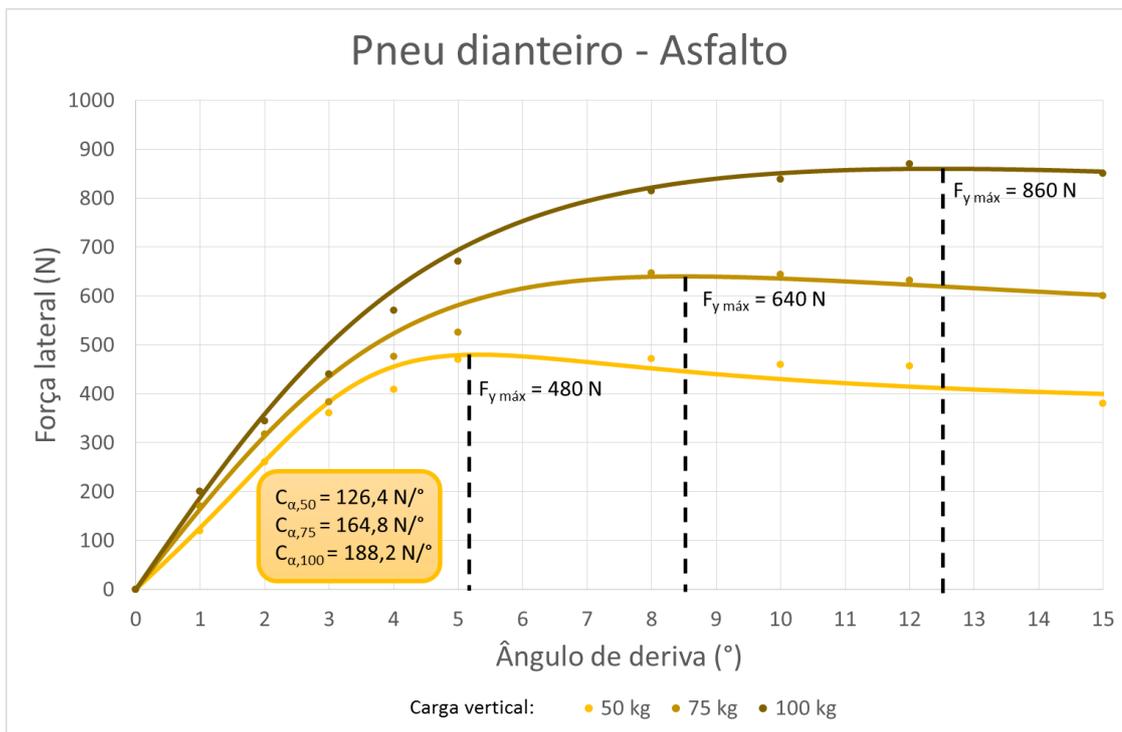


Figura 3-7 - Curvas de força lateral por ângulo de deriva, do pneu dianteiro, variando a carga vertical [11]

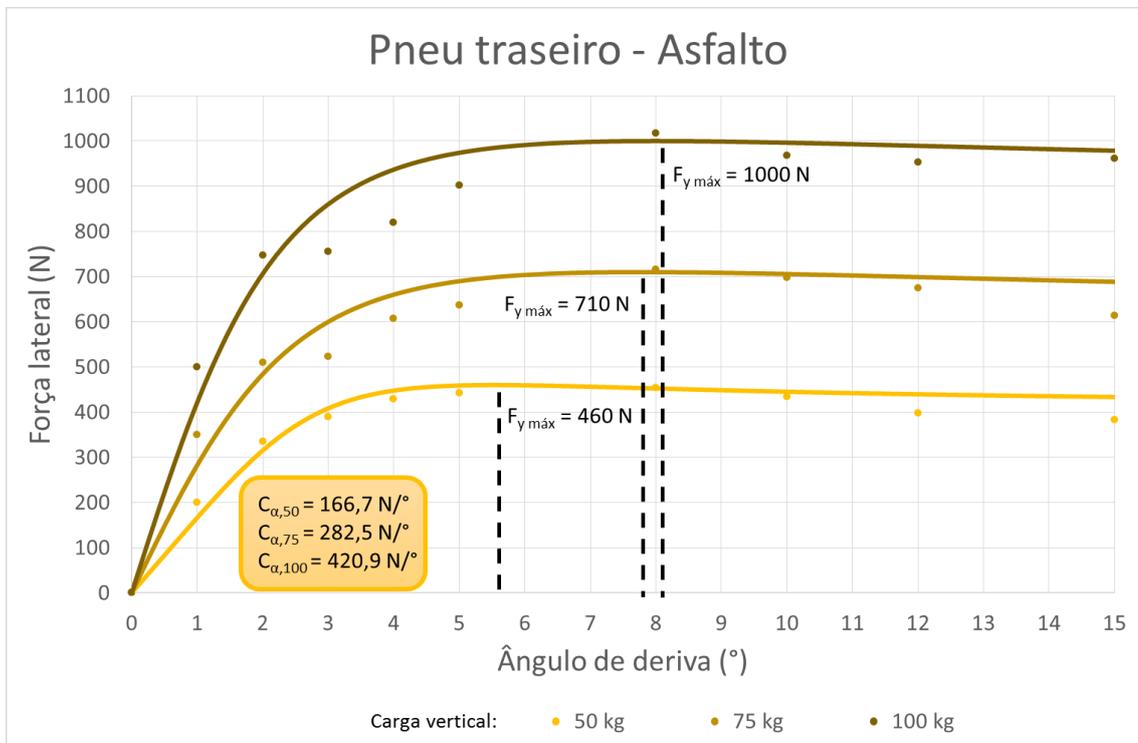


Figura 3-8 - Curvas de força lateral por ângulo de deriva, do pneu traseiro, variando a carga vertical [11]

Como não haviam dados de medições disponíveis para a força longitudinal e o momento autoalinhante, os coeficientes das Equações (3-1) e (3-3) foram estimados a partir de arquivos padronizados do *Adams*. Foram utilizados valores de coeficientes próximos aos de veículos de passeio.

A força vertical realizada pelo pneu foi modelada como uma rigidez constante, que depende apenas da pressão interna. Novamente, foram utilizados resultados de ensaios realizados em [11], onde foi medida a força vertical dos pneus variando a pressão. Os resultados dos ensaios são mostrados na Figura 3-9.

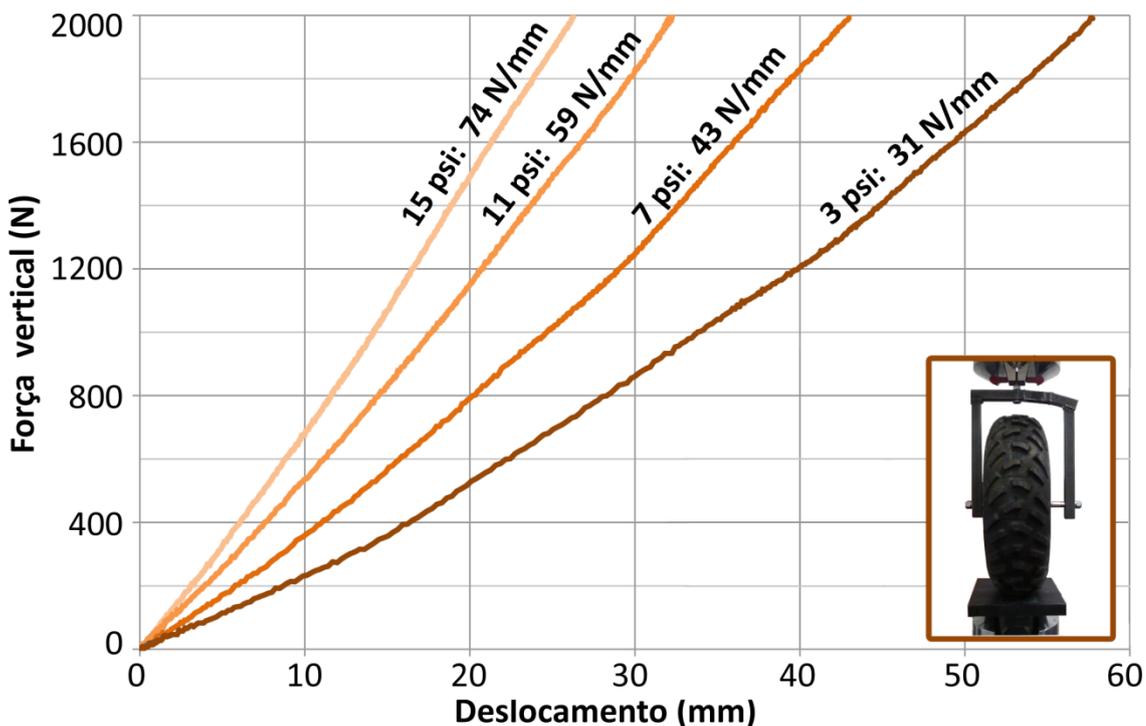


Figura 3-9 - Curvas de força vertical do pneu

3.5. Chassi

O subsistema chassi engloba a estrutura tubular do veículo e o piloto, além dos elementos neles fixados. No modelo, o chassi é representado como um único corpo rígido, no qual são ligados os demais subsistemas do veículo.



Figura 3-10 - Modelo do subsistema chassi

Os parâmetros mais importantes do subsistema chassi são sua massa e momentos de inércia nos três eixos. Estimar esses parâmetros através de desenhos em CAD é bem pouco preciso, principalmente porque o piloto deve ser incluído no cálculo. Portanto, a massa e centro de gravidade (CG) do conjunto piloto e chassi foi medida experimentalmente. Os momentos de inércia foram medidos através de um ensaio realizado pela equipe.

O ensaio para medir os momentos de inércia, segundo metodologia descrita em [2], consiste em colocar o veículo em uma plataforma suspensa como um pêndulo (Figura 3-11) e medir o seu período de oscilação. A partir desse valor, é possível calcular o momento de inércia apenas do veículo através da equação (3-4).

$$J_{veículo} = m_{veículo}gL \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{L}{g} \right) + m_{plat}gL_{plat} \left(\frac{T^2 - T_{plat}^2}{4\pi^2} \right) \quad (3-4)$$

Onde

$m_{veículo}$ é a massa do veículo

m_{plat} é a massa da plataforma

L é a distância do centro de gravidade do veículo à articulação do pêndulo

L_{plat} é a distância da plataforma à articulação do pêndulo

T é o período de oscilação do conjunto plataforma e veículo

T_{plat} é o período de oscilação da plataforma, sem o veículo

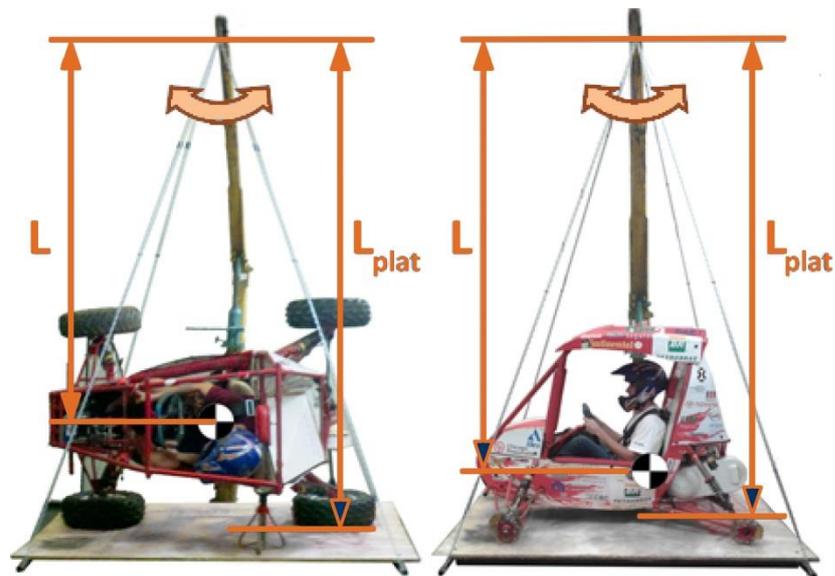


Figura 3-11 - Ensaio para medição de momento de inércia do veículo

3.6. Freios

O protótipo possui um sistema de freios a disco nas quatro rodas com pinça flutuante, com ajuste de distribuição de pressão. Tanto as pinças como os discos são iguais em todas as rodas. O modelo foi elaborado a partir de arquivos de modelo padrões do *Adams*.

Os principais parâmetros que foram definidos nesse modelo foram as dimensões geométricas do sistema e os torques máximos de frenagem de cada roda. Esses valores foram obtidos através dos dados de projeto.

3.7. Trem de força

O trem de força do veículo consiste em um motor de combustão interna Briggs&Stratton, com potência de 10 cv, ligado a uma transmissão

continuamente variável (CVT), e uma caixa de redução por engrenagens de dois estágios.



Figura 3-12 - Modelo em CAD do trem de força

A fim de simplificar o modelo dinâmico do trem de força, foi considerado que a CVT realiza a mudança de relação mantendo a rotação do motor constante e na região de maior potência. Foi considerado o valor nominal de maior potência do motor. Dessa forma, o trem de força irá operar de forma otimizada, segundo [12]. A Figura 3-13 mostra o formato da curva de torque de saída do trem de força de acordo com a velocidade do veículo, com o motor a 100% e 0% de carga.

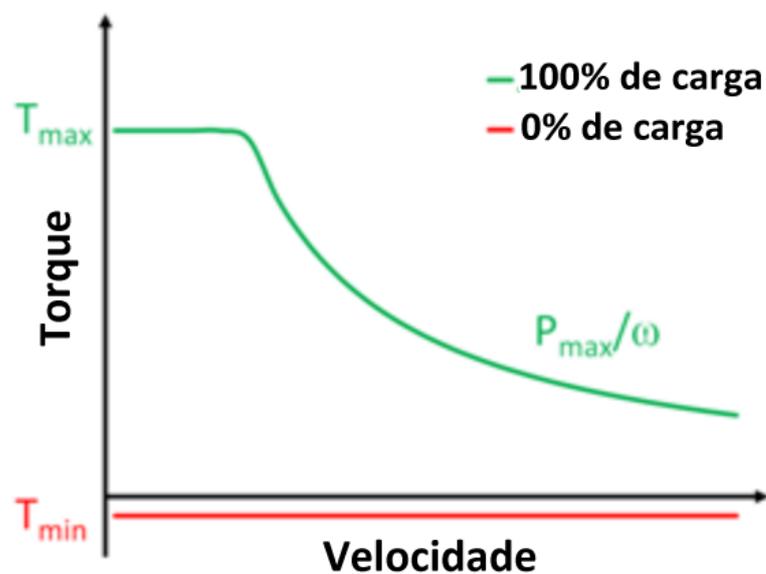


Figura 3-13 - Curva de torque de saída do trem de força pela velocidade

De acordo com a Figura 3-13, o trem de força em plena carga desempenha, em baixas rotações, um torque máximo correspondente à máxima força trativa transmissível pelos pneus traseiros (dada pelo coeficiente de atrito). Esse torque é constante até a rotação em que o motor atinge a sua potência máxima (10 cv). A partir desse ponto, o torque é limitado pela potência fornecida pelo motor dividida pela rotação do último eixo.

Em situações de carga nula, o trem de forças passa a apresentar um torque negativo, ou seja, uma resistência ao movimento. Essa resistência provém da potência de atrito do motor e das demais perdas dos outros componentes da transmissão. A fim de simplificar o modelo o torque resistivo foi considerado constante.

Para as situações em que a carga do motor está entre 0% e 100%, o valor do torque corresponde à uma interpolação entre as curvas de carga nula e plena carga.

4. SIMULAÇÕES

Uma vez montado, o modelo pode ser utilizado para realização de diversos tipos de simulações. A validade de uma simulação está diretamente ligada à precisão dada na elaboração da parte do modelo mais utilizada nela. Como os modelos de trem de força e freios não foram representados com muito detalhamento, não serão realizadas simulações que avaliam a dinâmica longitudinal do veículo, como acelerações e frenagens. O principal objetivo do trabalho foi a avaliação das dinâmicas vertical e lateral, portanto, serão realizadas simulações que permitam essa avaliação.

As simulações a serem realizadas nesse estudo tiveram como objetivo reproduzir condições de testes realizados previamente pela equipe. Assim, é possível realizar a validação do modelo através dos dados coletados nos testes.

Também foi realizada uma simulação para se verificar as frequências e modos de vibração da suspensão do veículo, a fim de se comparar posteriormente com os valores disponíveis de cálculos analíticos.

4.1. Análise modal

Nessa simulação, é possível observar os modos de vibração isolados do veículo completo, bem como as suas frequências. Os modos que serão representados serão os de corpo rígido, uma vez que os únicos elementos que possuem rigidez no modelo são molas, pneus e a barra antirrolagem.

Os modelos disponíveis na Equipe Poli são os de meio carro, tanto lateral quanto longitudinal, feitos utilizando o *software* Scilab. Apesar de bem simples, o modelo em *Scilab* é capaz de proporcionar um bom entendimento do comportamento do sistema de suspensão de um veículo. O modelo de veículo completo em *Adams*, porém, possui mais graus de liberdade em relação ao feito em *Scilab*, e se aproxima mais do veículo real.

Resultados

O modelo apresentou 8 modos de vibração, sendo que alguns deles podem ser relacionados a modos calculados analiticamente. A Figura 4-1, Figura 4-2, Figura 4-3 e Figura 4-4 mostram alguns modos identificados e suas respectivas frequências.

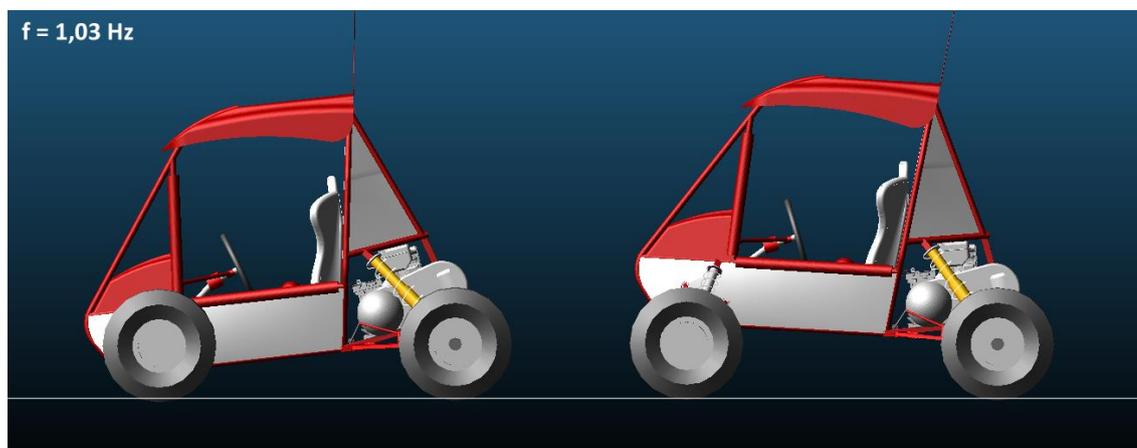


Figura 4-1 - Modo de oscilação da suspensão dianteira. Frequência: 1,03 Hz

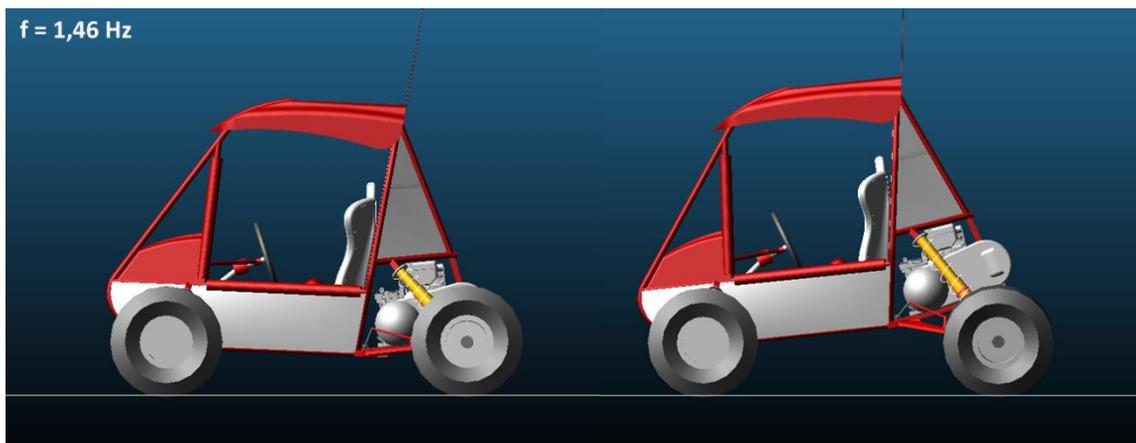


Figura 4-2 - Modo de oscilação da suspensão traseira. Frequência: 1,46 Hz

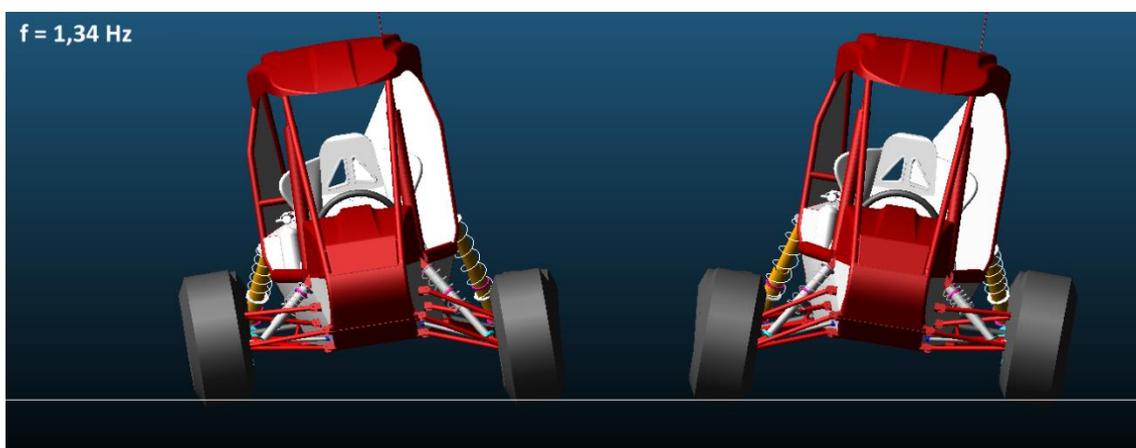


Figura 4-3 - Modo de rolagem. Frequência: 1,34 Hz



Figura 4-4 - Modo de arfagem. Frequência: 1,59 Hz

4.2. Curva de raio constante

A simulação de curva em raio constante foi realizada com o objetivo de reproduzir um ensaio feito pela equipe. Esse ensaio segue a metodologia descrita em [1] para a medição do coeficiente de subesterçamento, um dos principais parâmetros que define a dinâmica lateral de um veículo.

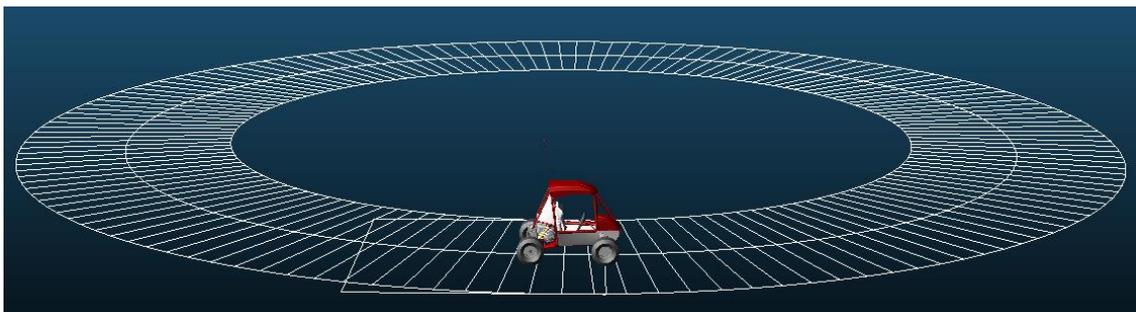


Figura 4-5 - Simulação de curva de raio constante

O coeficiente de subesterçamento é definido pela SAE [13] como a quantidade restante da subtração da variação do ângulo de esterçamento de Ackerman da variação total de ângulo de esterçamento pela aceleração lateral. Segundo [1], o valor do coeficiente pode ser calculado pela equação (4-1).

$$\delta = \frac{L}{R} + K a_y \quad (4-1)$$

Onde δ é o ângulo de esterçamento do veículo, L é o entre eixos, R é o raio de curva, K é o coeficiente de subesterçamento e a_y é a aceleração lateral. Essa equação considera que o veículo está em uma condição de curva em regime constante. Para a medição experimental do coeficiente, o veículo deve estar em uma situação que permita uma condição similar: raio de curva, velocidade e ângulo de esterçamento constantes.

O procedimento seguido, tanto na simulação quanto no teste foi de iniciar uma curva de raio igual a 11 metros a uma velocidade baixa, e ir aumentando-a gradativamente, sempre evitando variações abruptas de ângulo de esterçamento.

O resultado do teste é um gráfico de ângulo de esterçamento por aceleração lateral. Derivando a Equação (4-1), temos:

$$\frac{\partial \delta}{\partial a_y} = \frac{\partial}{\partial a_y} \left(\frac{L}{R} \right) + K \frac{\partial a_y}{\partial a_y} \quad (4-2)$$

Como o raio de curva é constante, sua derivada é nula. Portanto,

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \quad (4-3)$$

A inclinação da curva obtida é igual ao coeficiente de subesterçamento. Um valor de inclinação positivo indica um comportamento subesterçante, ao passo que um valor negativo representa um comportamento sobre-esterçante.

Outro parâmetro importante a ser observado nessa simulação é o ângulo de rolagem do chassi e a transferência lateral de carga durante a curva.

De acordo com [1], o ângulo de rolagem (rotação do chassi em relação ao eixo longitudinal) que o veículo adquire em curvas é um parâmetro que possui influência sobre a sua dirigibilidade e conforto. Para avaliar a importância do ângulo de rolagem no comportamento lateral do veículo é necessário o entendimento de conceitos como

Resultados

A Figura 4-6 mostra o resultado obtido na simulação. Pode-se observar que o veículo apresenta comportamento próximo ao neutro para baixas acelerações e levemente subesterçante para acelerações mais altas, até 0,6 g.

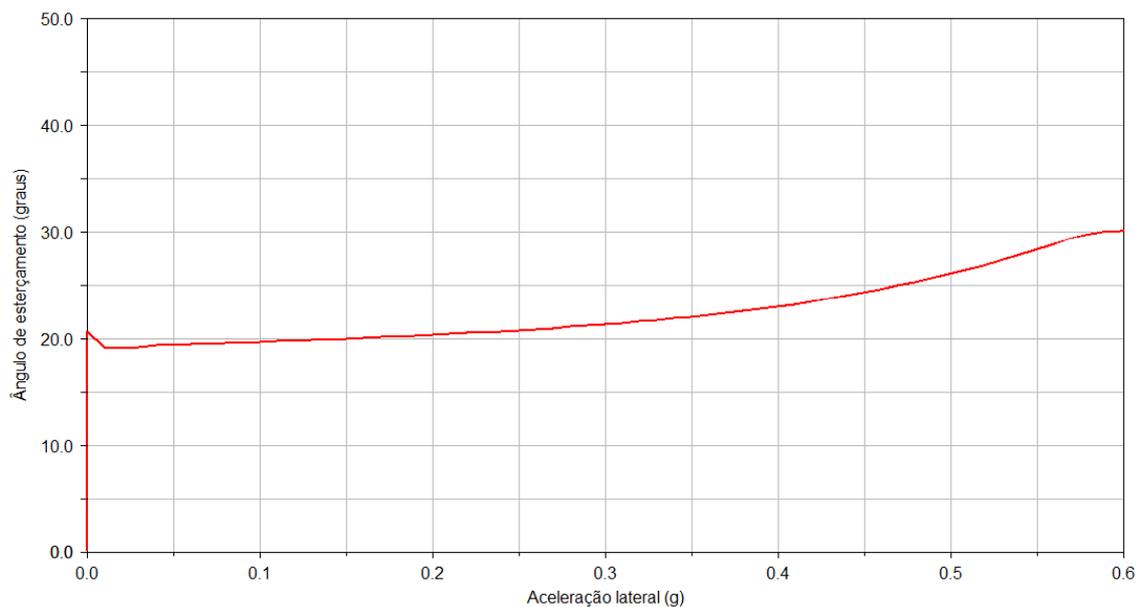


Figura 4-6 - Resultado da simulação de curva de raio constante

Nessa simulação, não foi possível obter dados sobre o comportamento do veículo para acelerações laterais acima de 0,6 g. Isso se deve, principalmente, às limitações da função utilizada no *software*.

Com o veículo apresenta comportamento subesterçante para acelerações até 0,6 g, foi possível obter valores constantes de ângulo de esterçamento, que estão mostrados na Figura 4-6. Para valores acima de 0,6 g, o veículo passa a ter comportamento sobre-esterçante, como é possível observar através da visualização gráfica gerada pelo *software* (Figura 4-7). Como visto anteriormente, o comportamento sobre-esterçante é instável e não é possível manter o veículo em curva em regime constante.



Figura 4-7 – Veículo realizando curva a 40 km/h

O *software* possui uma malha de controle que é responsável por manter o veículo na trajetória atuando sobre o seu ângulo de esterçamento. Como o comportamento é instável, o controlador muda o valor do esterçamento a todo o momento, para que o veículo se mantenha na trajetória, como mostra a Figura 4-8. Dessa forma, não foi possível obter um valor válido de esterçamento para valores de aceleração lateral acima de 0,6 g. Porém, é possível concluir que o comportamento é sobre-esterçante.

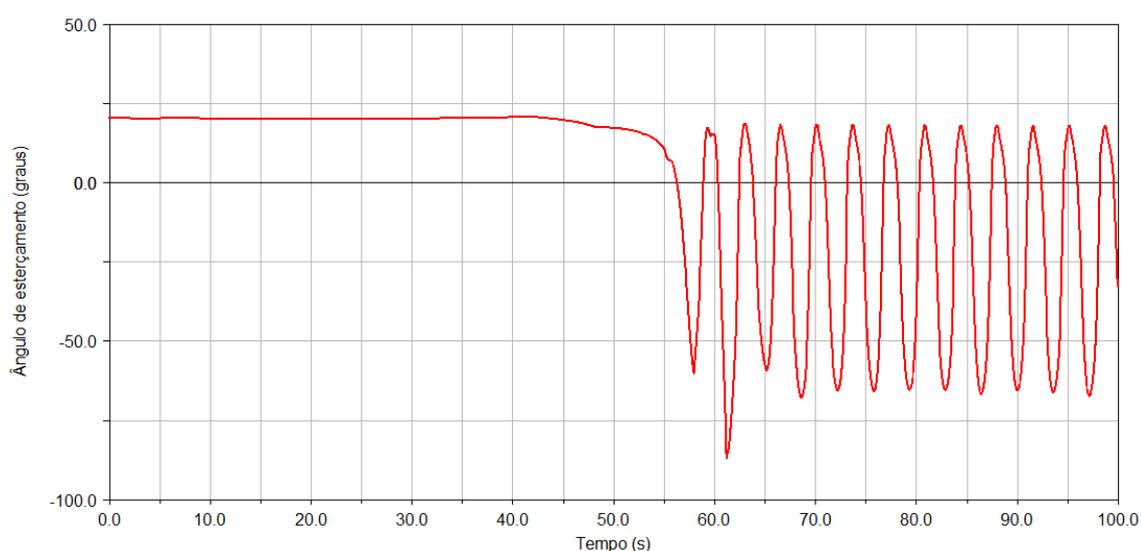


Figura 4-8 - Ângulo de esterçamento pelo tempo

Outro parâmetro observado nessa simulação foram os deslocamentos das molas de suspensão. Através desses valores, é possível calcular o movimento de rolagem do chassi em relação às rodas. A Figura 4-9 mostra os resultados da simulação.

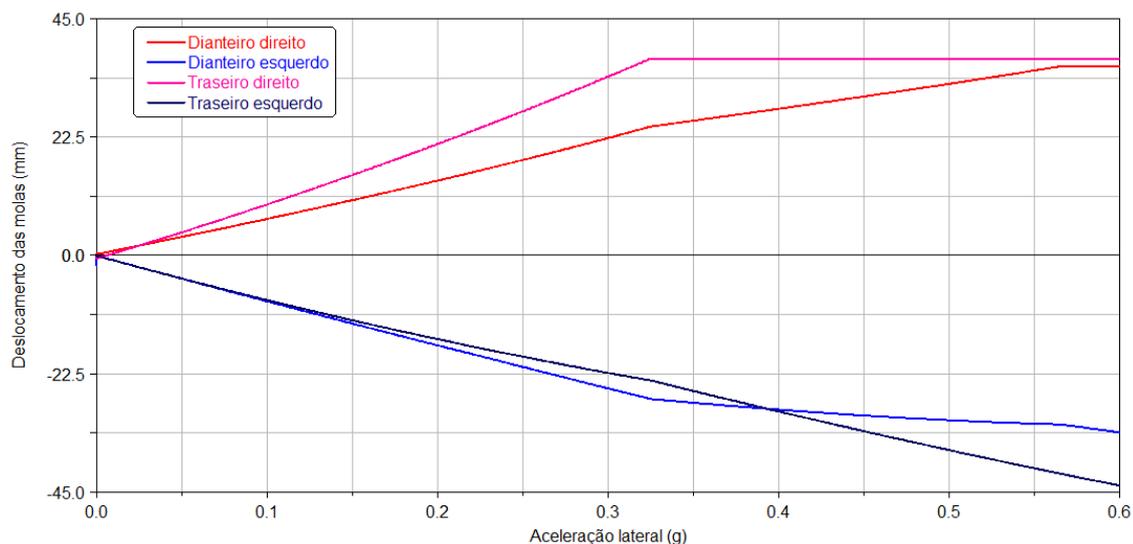


Figura 4-9 - Deslocamento das molas por aceleração lateral do veículo

É possível observar que os deslocamentos são praticamente lineares em relação à aceleração lateral. É possível observar também que as roda traseira perde contato com o solo a partir de 0,32 g, pois o amortecedor chega ao seu comprimento máximo.

Também é possível observar o ângulo de rolagem do veículo nessa simulação. É importante ressaltar que o movimento de rolagem do chassi se deve tanto pela deflexão das molas como mostrado na Figura 4-9, quanto pela deformação dos pneus.

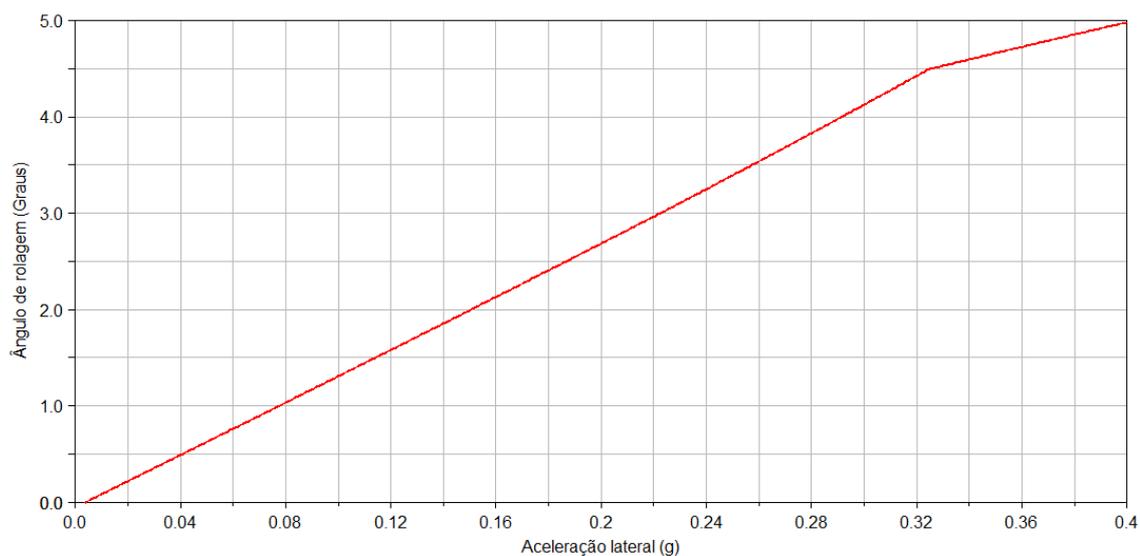


Figura 4-10 - Ângulo de rolagem por aceleração lateral

É possível observar que o ângulo de rolagem também é praticamente linear em relação à aceleração lateral. A rigidez a rolagem do veículo é aproximadamente constante e igual a 14 graus/g. Posteriormente, esse valor poderá ser comparado aos calculados analiticamente.

4.3. Salto sobre rampa

Essa simulação representa um teste também realizado pela equipe, onde o veículo realizou saltos sobre uma rampa com inclinação variável. O teste fez parte de uma série de ensaios realizados a fim de se estimar os esforços sobre os componentes da suspensão dianteira para a utilização em análises em elementos finitos.

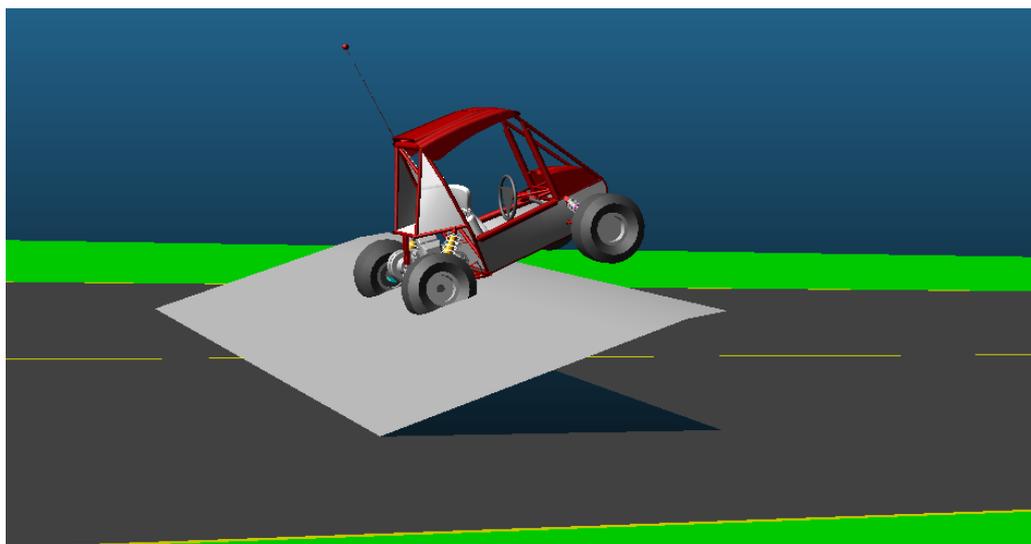


Figura 4-11 - Veículo realizando salto sobre rampa

A principal utilidade dessa simulação é obter os esforços sobre os componentes da suspensão do veículo. Utilizando as ferramentas do *software* é possível observar as forças sobre cada junta do mecanismo de suspensão. Munido desses esforços, será possível dimensionar os componentes da suspensão do veículo de forma mais precisa.

É importante ressaltar que os componentes da suspensão são modelados como corpos rígidos. Portanto, as deformações de elementos como os braços, mangas de eixo, cubo, roda, etc., são desconsiderados, o que pode afastar os resultados da simulação das condições reais. Esse fator deve ser considerado ao utilizar os dados da simulação no dimensionamento dos componentes.

Na simulação, o veículo atravessou a rampa a uma velocidade constante de 30 km/h. A rampa foi modelada como uma inclinação constante de 20 graus e altura de 0,74 metro.

Resultados

A Figura 4-12 e a Figura 4-13 mostram, respectivamente, os comprimentos e velocidades de deslocamento dos amortecedores do veículo durante o salto. Pode-se observar que no intervalo de 4,2 s a 4,6 s o veículo se encontra com as rodas suspensas, e elas acabam atingindo o limite de curso de distensão.

Posteriormente, essas curvas poderão ser comparadas com os valores medidos nos testes.

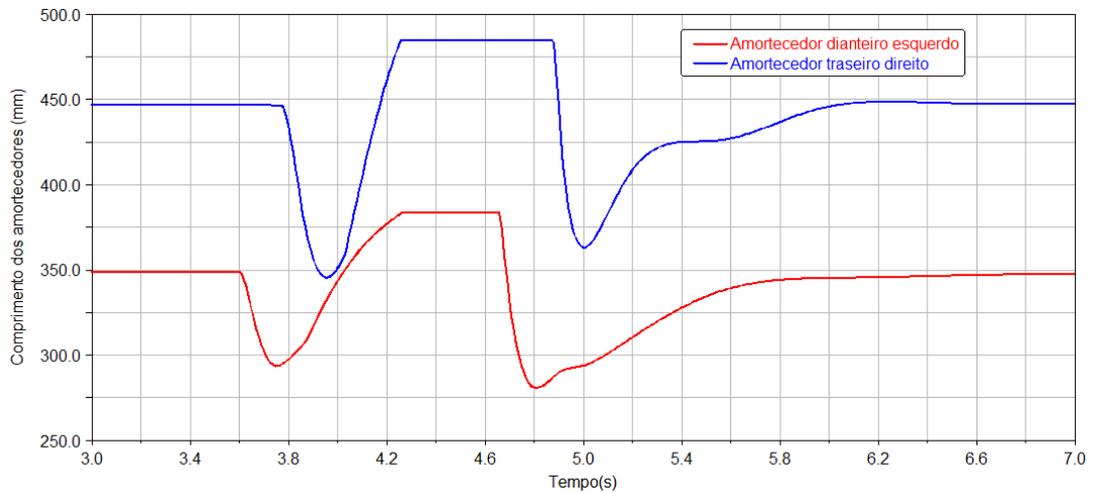


Figura 4-12 - Comprimento dos amortecedores durante o salto

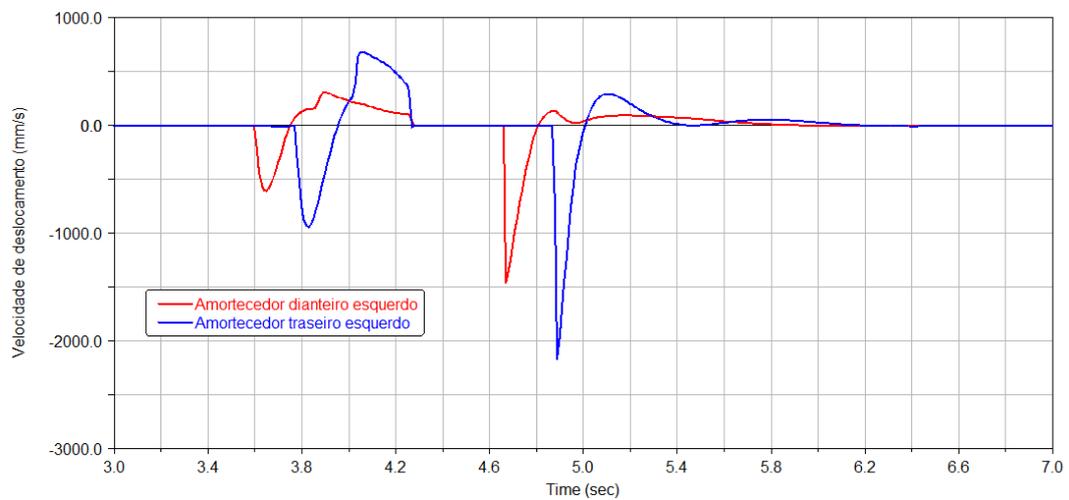


Figura 4-13 - Velocidade de deslocamento dos amortecedores

Como mencionado anteriormente é possível observar os valores de força nas juntas da suspensão. A Figura 4-14 mostra os esforços na direção vertical das juntas que unem os braços de suspensão superior e inferior à manga de eixo dianteira.

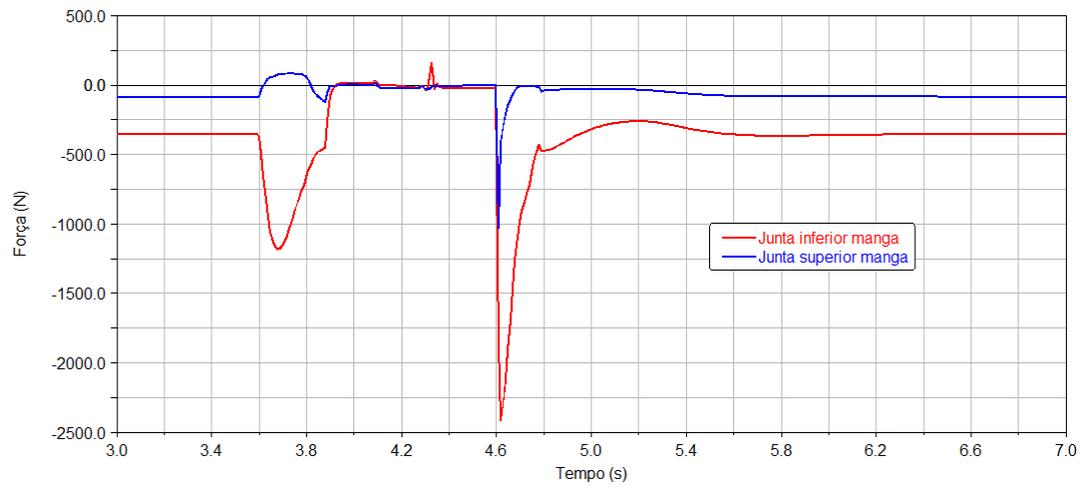


Figura 4-14 - Forças verticais nas juntas da manga de eixo

Através dos picos de força, é possível realizar o dimensionamento da manga de eixo do protótipo, através da metodologia descrita em [14].

5. TESTES

Como mencionado anteriormente, as simulações foram realizadas nesse estudo a fim de reproduzir as condições de testes realizados pela equipe. É importante ressaltar que os testes foram realizados anteriormente a esse trabalho, e não tiveram como objetivo a utilização na validação desse modelo. Portanto, as condições dos testes divergem da simulação em alguns fatores, o que pode resultar em grandes diferenças de resultados entre a simulação e o teste.

Os testes foram realizados utilizando o equipamento de aquisição de dados modelo *DL1 MK2*, fabricado pela empresa *Race-Technology*. Esse equipamento possui acelerômetros em três eixos, *GPS*, 8 entradas analógicas com frequência de 100 Hz. A ficha técnica do equipamento pode ser vista no Apêndice I.



Figura 5-1 - Aquisitor de Dados DL1 MK2

Além dos sensores internos do aquisitor, também foram utilizados alguns sensores externos, que foram ligados às entradas analógicas do equipamento. Foram utilizados sensores de deslocamento linear nos amortecedores (Figura 5-2) e um sensor de deslocamento angular do volante (Figura 5-3). Ambos os sensores são potenciômetros lineares, que geram um valor de tensão de acordo com o deslocamento.



Figura 5-2 - Sensor de posição linear utilizado nos amortecedores



Figura 5-3 - Sensor de deslocamento angular do volante

A Figura 5-4 mostra a instalação de um dos sensores no veículo.



Figura 5-4 - Sensor de posição do amortecedor instalado no veículo

5.1. Curva de raio constante

O teste de curva de raio constante é muito utilizado para se avaliar a dinâmica lateral de veículos. O teste realizado pela Equipe Poli procurou seguir a metodologia descrita em [1].

O teste foi dividido em 11 etapas. Em cada etapa, o veículo realizou uma trajetória circular com 11 metros de raio interno a uma velocidade diferente, procurando manter o ângulo de esterçamento do volante e a velocidade longitudinal constantes. A fim de manter as condições do teste iguais para todas as etapas e possibilitar a repetição do teste sob as mesmas condições, todo o ensaio foi realizado sobre terreno asfaltado.



Figura 5-5 - Teste de curva de raio constante

Durante cada etapa do teste, o equipamento de aquisição de dados coletou dados dos sensores ao longo do tempo. Os dados foram posteriormente resgatados para que o comportamento do veículo pudesse ser avaliado. A Figura 5-6 mostra um exemplo de dados obtidos do equipamento durante uma etapa. Pode-se observar que não foi possível manter todos os parâmetros absolutamente constantes, como desejado.

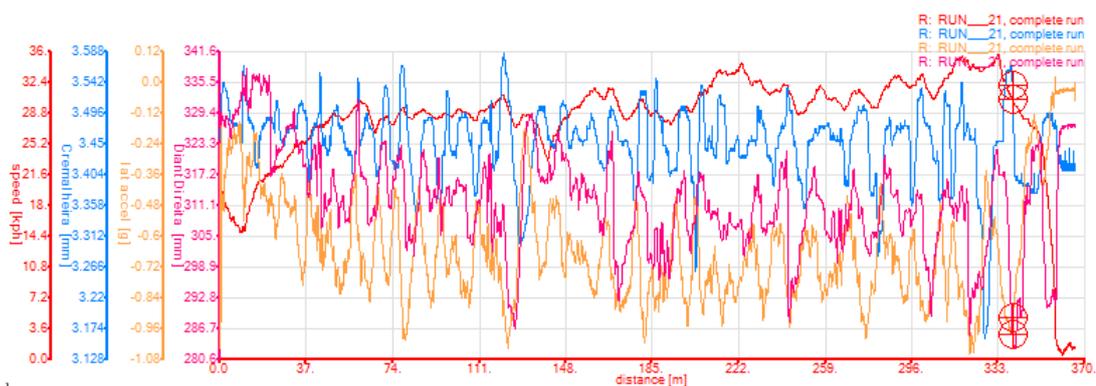


Figura 5-6 - Exemplo de dados fornecidos pelo aquisitor de dados

Para cada etapa do teste, foi retirada uma média de cada parâmetro medido durante um intervalo a fim de se obter um valor único para cada medida. Assim, foram gerados 11 pontos com condições consideradas constantes. Esses 11 pontos foram utilizados para a realização de análises.

Resultados

A Figura 5-7 mostra as médias de ângulo de esterçamento de cada medição realizada pela aceleração lateral correspondente. Não foi possível observar grandes variações de esterçamento para valores de aceleração lateral menores que 0,5g.

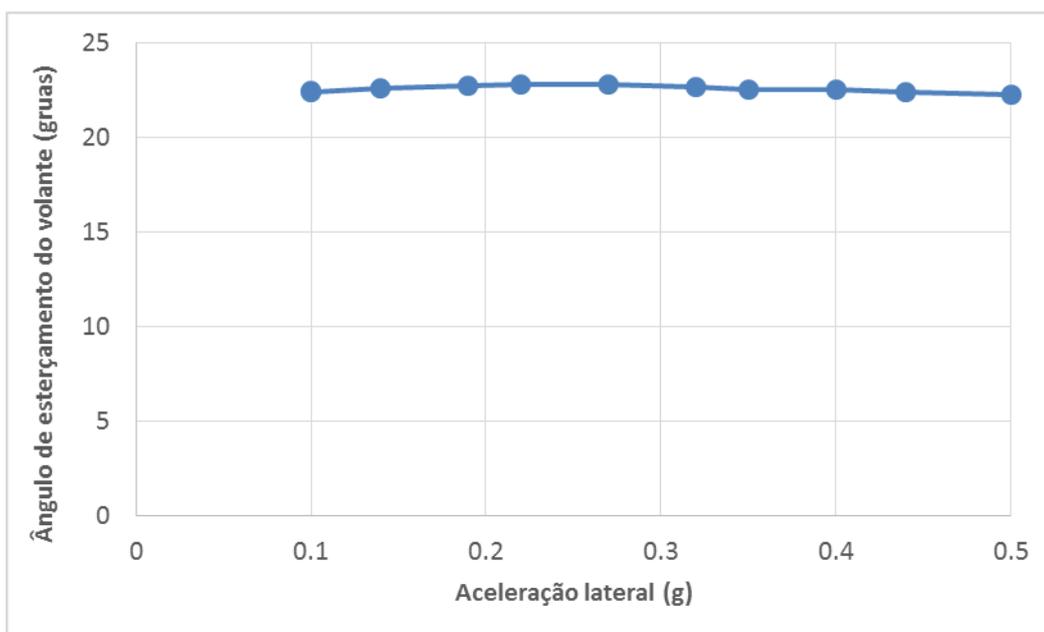


Figura 5-7 - Ângulos de esterçamento medidos no teste de curva de raio constante

A Figura 5-7 mostra os deslocamentos dos amortecedores (medidos em relação à posição do veículo em repouso) de acordo com a aceleração lateral. É possível observar que os amortecedores traseiros apresentam pouca variação de deslocamento. Um dos amortecedores deve ter chegado ao limite de curso de extensão, o que pode ter ocasionado esse efeito.

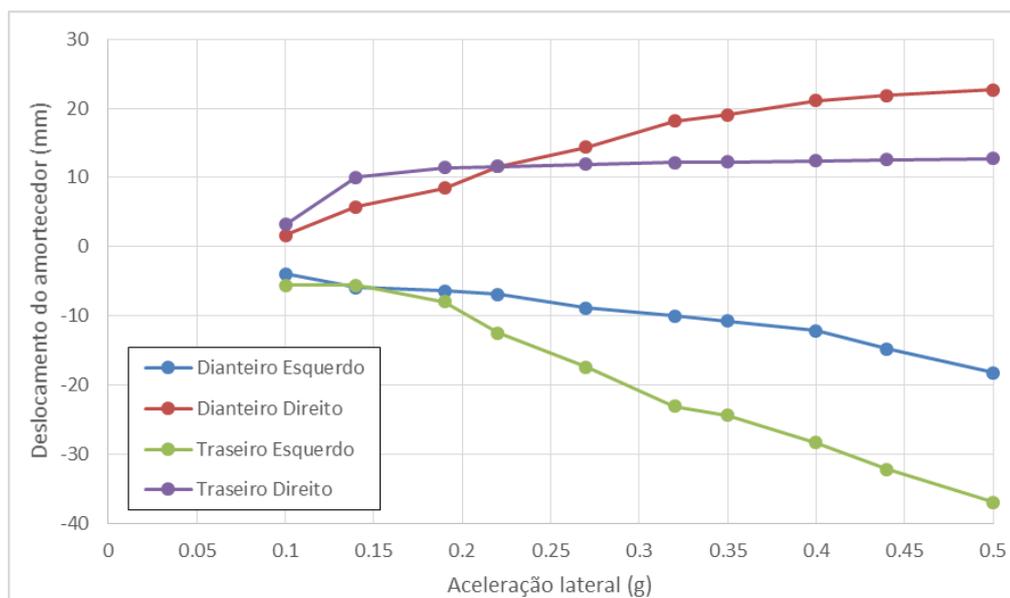


Figura 5-8 - Deslocamentos dos amortecedores

5.2. Salto sobre rampa

O teste de salto sobre rampa foi realizado pela Equipe Poli devido à necessidade de se avaliar o desempenho vertical dos protótipos em obstáculos típicos de competições. A fim de poder comparar diversos protótipos, foi projetada e montada uma rampa padrão, com ajuste de ângulo de inclinação (Figura 5-9). Através desse teste, foi possível, por exemplo, determinar a inclinação ideal dos braços de suspensão dianteiros dos protótipos, para que a maior parte da energia do salto seja absorvida pelo amortecedor, resultando em menores esforços sobre os demais componentes do sistema de suspensão.

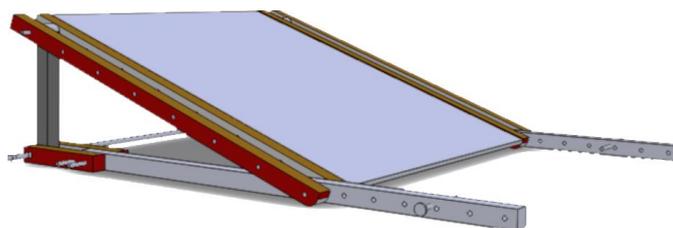


Figura 5-9 - Projeto da rampa para o teste de salto

Para esse estudo, foi considerada apenas uma situação de salto. O veículo realiza a travessia da rampa a uma velocidade longitudinal aproximadamente constante e igual a 30 km/h. A rampa está ajustada a uma inclinação de 20 graus e sua altura máxima é de 0,74 metro.



Figura 5-10 - Montagem de sequência de fotos do veículo realizando um salto sobre a rampa

Resultados

Durante a realização do salto, foram medidos os comprimentos dos amortecedores da suspensão do veículo ao longo do tempo. A Figura 5-11 mostra as medições fornecidas pelo aquisitor de dados. Devido a problemas de instalação do sensor, não foi possível obter os dados do amortecedor dianteiro esquerdo.

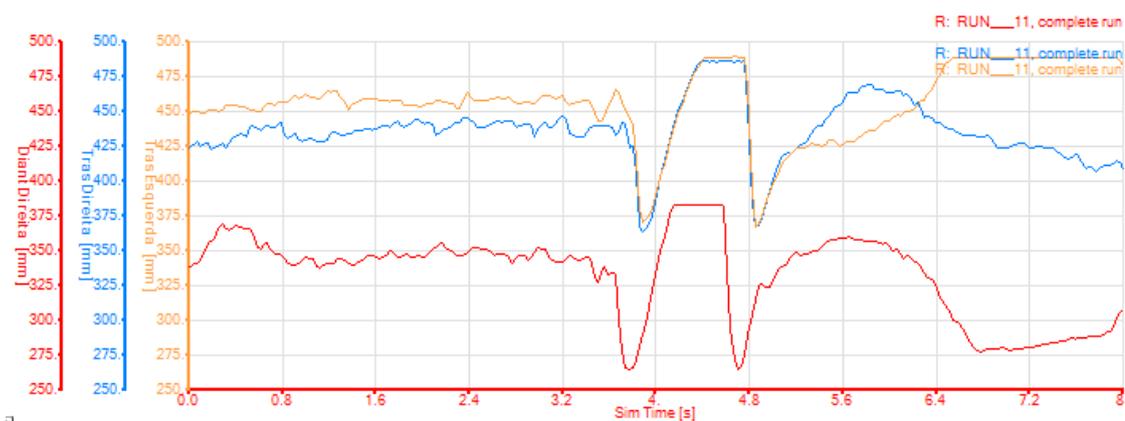


Figura 5-11 - Comprimento dos amortecedores durante a realização de um salto

É possível observar que os amortecedores possuem valor praticamente constante antes do salto. Durante o salto, todos os amortecedores atingem o comprimento máximo, o que significa que o veículo não está em contato com o solo. Após o salto, os amortecedores apresentam uma variação no comprimento. Porém, analisando a diferença no movimento do amortecedor traseiro direito e traseiro esquerdo, é provável que o veículo esteja realizando uma curva para o lado esquerdo. Ao contrário do teste de curva de raio constante, os valores obtidos se mostraram mais comportados durante a medição, o que facilita a interpretação dos fenômenos.

6. VALIDAÇÃO

Devido à alta variação das medições realizadas e da falta de conhecimento detalhado das condições em que os testes foram realizados, a etapa de validação do modelo elaborado não pode ser feita da maneira mais adequada. Mesmo assim, foi possível realizar uma comparação entre os resultados dos testes e das simulações e, se utilizando de algumas ressalvas, foram observadas correlações entre os dois casos.

6.1. Curva de raio constante

A Figura 6-1 mostra os resultados da simulação e dos testes sobrepostos, para os valores de ângulo de esterçamento por aceleração lateral

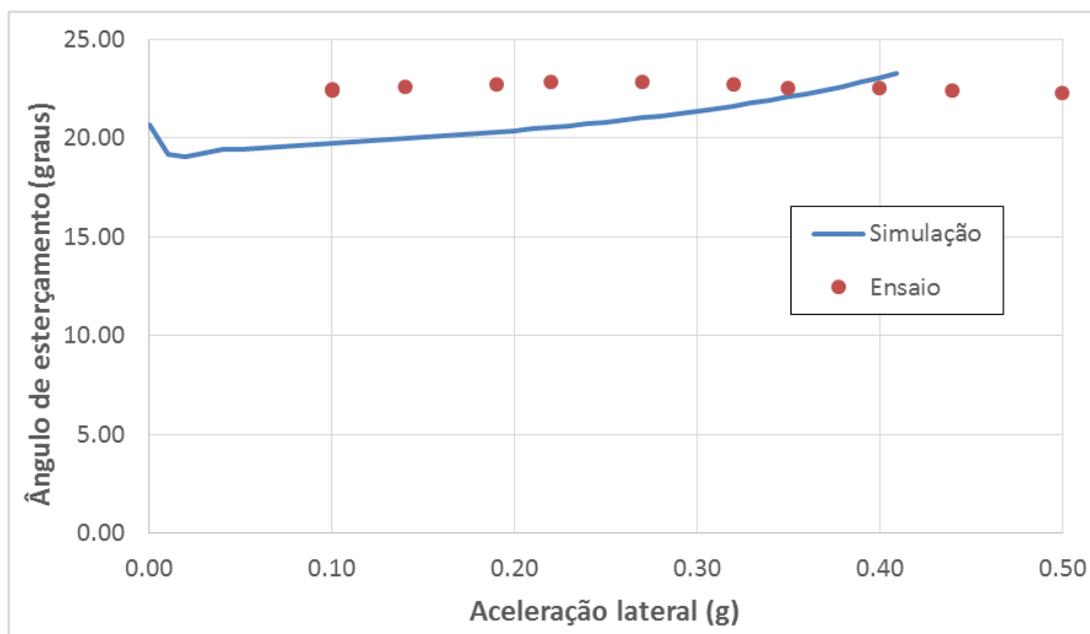


Figura 6-1 - Comparação entre resultados para o ângulo de esterçamento

Nesse caso, os resultados do modelo e dos testes apresentam grandes diferenças, que chegam a ordem de 15%. As fontes dessas diferenças podem vir tanto dos erros de elaboração do modelo quanto das imprecisões das medições no teste.

A principal fonte de erros do modelo, no caso dessa simulação, são os pneus. Como mencionado anteriormente, os pneus foram modelados através de resultados de testes realizados em [11]. Os aparatos utilizados nesse trabalho

são, de acordo com o próprio autor, de baixa precisão. Como as forças realizadas pelos pneus possuem influência direta sobre o comportamento lateral do veículo, há grandes chances de que o modelo apresente desvios nos resultados devidos a esse fator.

Em relação ao ensaio, a principal fonte de imprecisões são as grandes variações das medições e as folgas do mecanismo de direção. Como mostra a Figura 5-6, o valor do ângulo esterçamento do volante não é constante e ao considerá-lo constante apenas aproximando-o pela média certamente resultará em resultados imprecisos. Além disso, o mecanismo de pinhão-cremalheira, as juntas e fixações do sistema de direção possuem folgas consideráveis, o que gera uma grande diferença entre o ângulo de volante teórico e real.

A Figura 6-2 e a Figura 6-3 mostram a comparação entre a simulação e o ensaio para os valores de deslocamento de amortecedores dianteiros e traseiros, respectivamente.

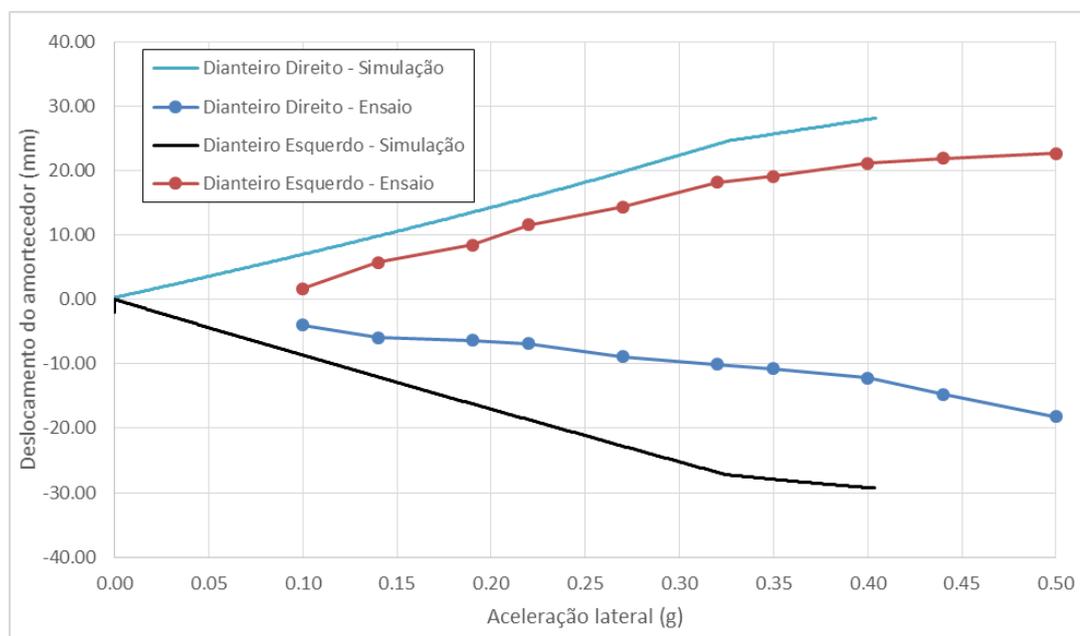


Figura 6-2 - Deslocamentos dos amortecedores dianteiros

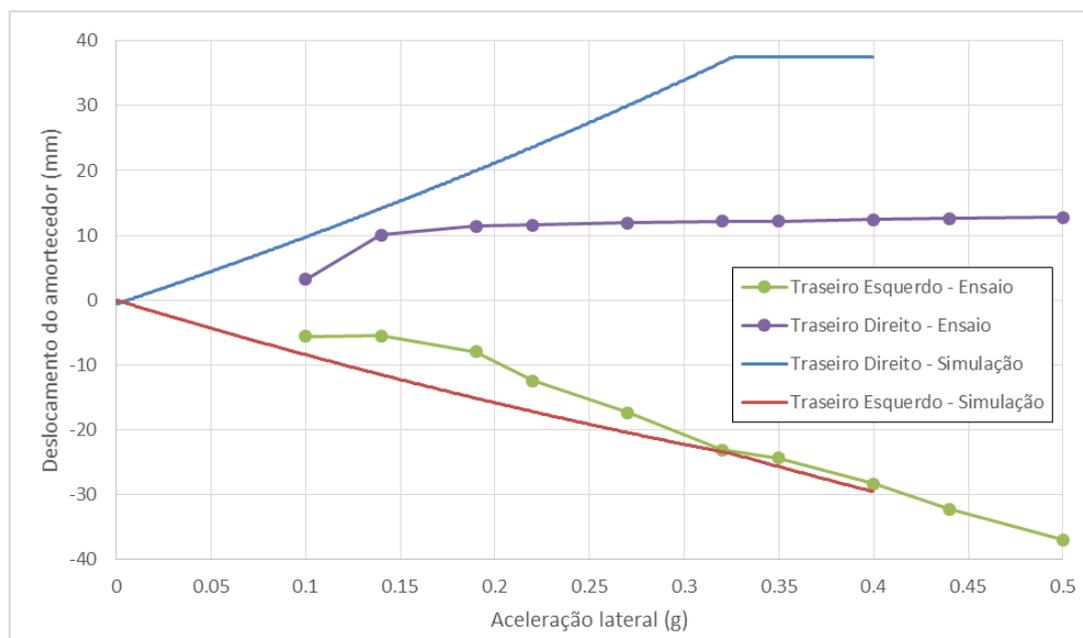


Figura 6-3 - Deslocamento dos amortecedores traseiros

Apesar de haver grandes diferenças entre o modelo e os dados experimentais, ainda é possível realizar algumas observações. No ensaio, o deslocamento do amortecedor traseiro direito não varia a partir de 0,2g, o que pode indicar que este chegou ao comprimento máximo. Isso pode ter acontecido por um erro de ajuste inicial do veículo antes do teste. Se a suspensão traseira foi ajustada à uma altura maior à de projeto, os amortecedores passam a ter um curso de distensão muito pequeno.

O fato de a roda traseira direita ter chegado ao limite de distensão precocemente pode ter causado um desequilíbrio na diagonal esquerda do veículo (Figura 6-4). Assim, a carga vertical da roda dianteira esquerda também foi afetada, e portanto, apresenta também um grande desvio em relação à simulação.

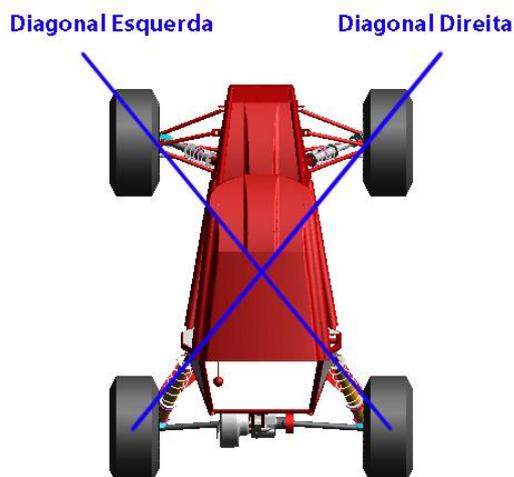


Figura 6-4 - Diagonais do veículo

Nos amortecedores da diagonal direita do veículo também é possível identificar desvios consideráveis entre as medições e a simulação. Porém, a variação dos deslocamentos em relação à aceleração lateral apresentam desvios pequenos (menores que 13%).

6.2. Salto sobre rampa

Os comprimentos dos amortecedores ao longo do tempo durante a realização do salto, tanto na simulação quanto no ensaio, estão presentes na Figura 6-5.

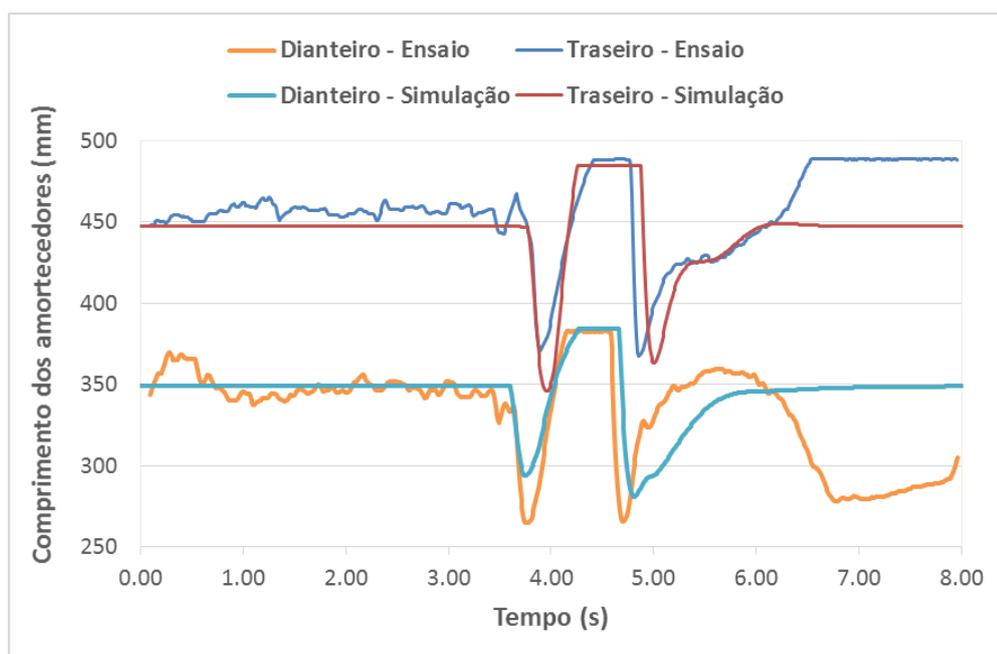


Figura 6-5 - Comprimento dos amortecedores durante salto em rampa

No caso da simulação, houve um maior intervalo entre o salto e a aterrissagem em relação ao ensaio. Isso se deve ao fato de que, no teste, o piloto do veículo realizou uma leve redução de velocidade enquanto estava sobre a rampa e, portanto, não realizou o salto a uma velocidade constante de 30 km/h, como ocorreu na simulação. Assim, o veículo acaba ficando suspenso durante um menor tempo. Mesmo assim, é possível identificar uma grande semelhança entre ambas as curvas.

Como a maior parcela dos esforços sobre os componentes durante o salto provém dos amortecedores, também é importante observar as curvas de velocidade. A Figura 6-6 e a Figura 6-7 mostram, respectivamente, a sobreposição das curvas de velocidade dos amortecedores dianteiros e traseiros.

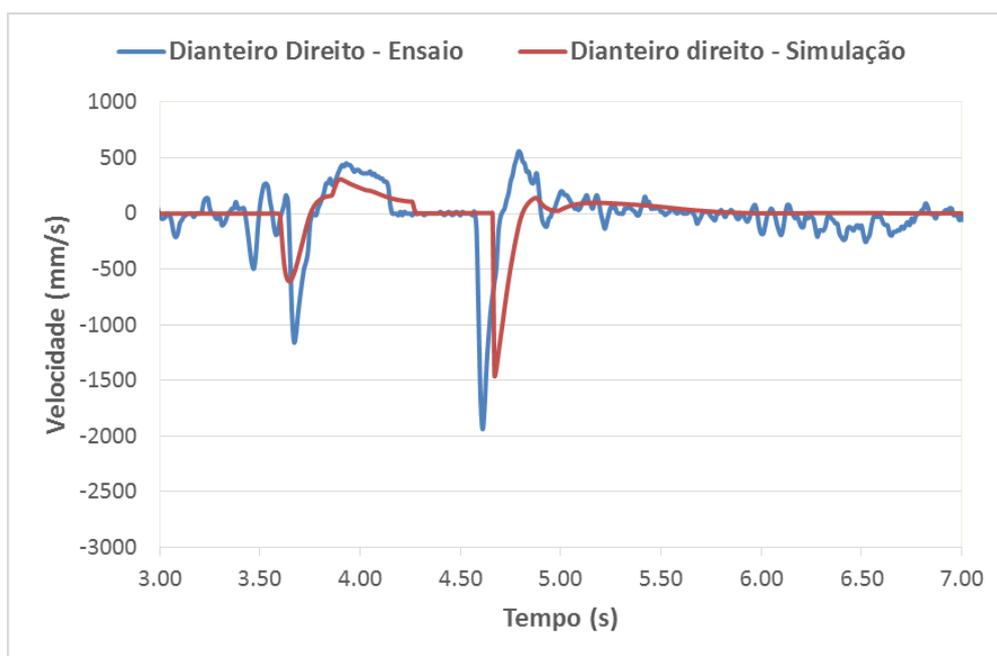


Figura 6-6 - Velocidade dos amortecedores dianteiros durante salto em rampa

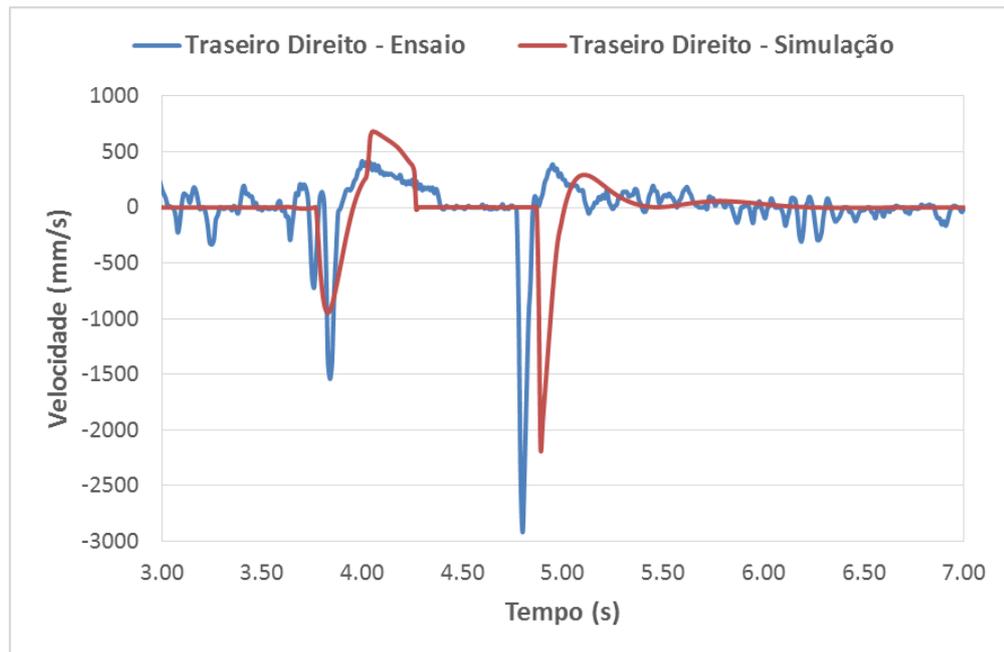


Figura 6-7 - Velocidade dos amortecedores traseiros durante salto em rampa

Novamente, é possível observar um atraso da aterrissagem na simulação. Porém é visível a semelhança entre o formato das curvas de simulação e ensaio. Há uma diferença considerável entre os picos negativos de velocidade, que chegaram a 45 %. A provável causa dessa diferença são os desvios dos valores de coeficiente de amortecimento. Durante o ensaio, os amortecedores poderiam estar com um coeficiente diferente da simulação, pois os mesmos possuem ajustes de amortecimento. Como as reais condições dos testes não são conhecidas, não foi possível reproduzi-las nas simulações de forma exata.

7. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS

De modo geral, os objetivos do trabalho foram alcançados. O modelo de veículo completo foi elaborado e simulações puderam ser conduzidas de modo a gerar resultados que proporcionaram um melhor entendimento do comportamento dinâmico do veículo. Esses resultados mostraram-se compatíveis com a realidade ao serem comparados com medições realizadas em testes com o veículo.

Das duas principais simulações realizadas no trabalho, o salto sobre rampa foi o que obteve resultados mais satisfatórios. Apesar de os picos de velocidade dos amortecedores na simulação terem ficado ligeiramente atenuados e defasados em relação ao teste, o comportamento geral do modelo se mostrou muito semelhante ao do veículo real. Levando em conta os desvios presentes no modelo na definição de coeficientes de segurança, é possível utilizar os resultados dessa e de outras simulações dinâmicas para a realização de análises de componentes utilizando o método dos elementos finitos. Esse é um dos principais avanços que esse trabalho poderá possibilitar para futuros projetos da Equipe Poli.

A simulação de curva de raio constante, embora não pudesse ter sido validada adequadamente, forneceu resultados dentro do esperado. As taxas de deflexão das molas apresentaram alguns valores próximos aos medidos, o que possibilita a utilização do modelo para a previsão do ângulo de rolagem do chassi em curvas. Infelizmente, não foi possível obter noção sobre a confiabilidade do coeficiente de subesterçamento fornecido pelo modelo, devido a imprecisões nas medições dos testes na elaboração do modelo dinâmico lateral dos pneus.

Utilizando como base o modelo elaborado nesse trabalho, refinamentos podem ser realizados e diversas outras análises podem ser conduzidas em trabalhos futuros. Entre os principais ajustes a serem feitos ao modelo, podem ser realizados um aperfeiçoamento dos modelos de pneus, a adição de folgas e deformações de juntas do mecanismo e um melhor detalhamento dos parâmetros que afetam a dinâmica longitudinal do veículo. Quanto às outras

análises a serem feitas, pode-se realizar um estudo sobre comportamento transitório do veículo em curvas.

Finalmente, pode-se dizer que esse trabalho constitui uma ferramenta importante para futuros projetos da Equipe Poli. Utilizando-se do modelo elaborado, é possível prever o comportamento do veículo em diversas situações. Isso auxiliará a escolha de parâmetros de projeto e tornará as etapas de testes com o protótipo mais eficientes.

8. APÊNDICE

8.1. Apêndice I

Ficha técnica do aquisitor de dados *DL1 MK2*, fabricado pela *Race-Technology*.

Technical Specification

Memory	Compact flash type I. Data in FAT16 PC format. Minimum card size 32MB, maximum card size 2GB (limited by FAT16).
GPS	Outputs position, speed, position accuracy and speed accuracy every 200ms with no interpolation. GPS tracking loops optimised for applications up to about 4g. tracking of all satellites in view.
GPS Antenna	Magnetic base, 3.3v active antenna with SMA connector.
Analogue Inputs	8 external inputs, all 12 bit resolution and 0-12v. All inputs are protected to twice maximum input voltage.
Frequency Inputs	4 external frequency inputs with a maximum input frequency > 2kHz. Hardware dividers of 4 or 16 to average readings if required. Triggering voltage requires a low input of <1v and a high input of >4v and 15v maximum.
Lap Beacon Input	Triggering voltage requires a low input of <1v and a high input of >4v and 15v maximum.
Start Sample Input	Input requires grounding to start sampling and again to stop sampling.
Sample Status Output	Open collector output with a maximum current of 50mA.
Power Supply Requirements	12v nominal input, minimum of 10v, maximum of 15v. Current consumption of about 180mA including GPS, dependant on compact flash card size + 5v Reference Out Maximum current draw 100mA, tolerance 1%.
Ignition In Signal (High Level)	Triggered by fast voltage transients. Can be connected directly to the low tension side of the ignition coil, or capacitively coupled to the high-tension side.
Ignition In Signal (Low Level)	Triggering voltage requires a low input of <1v and a high input of >4v and 15v maximum. Suitable for connection directly to most ECU tachometer outputs. Maximum input frequency >300Hz.
Case Construction	Extruded aluminium anodised black, nominal case thickness 2mm. End panels CNC cut carbon fibre.
Connector Type	3.5mm pitch screw connectors
Main Processor	24MHz RISC with embedded flash program memory
GPS Serial Port	User configurable for baud rate and messages. Factory set at 4800 baud and outputting NMEA messages of \$GPRMC and \$GPGGA,
DL1 Serial Ports	Port 1 fixed at a baud rate of 115200 baud. Whilst logging outputs all data from all channels at 100Hz. Also used for re flashing, diagnostics and configuration. Port 2 used for inputting RS232 data for storage during a run, from an ECU, OBDII adapter or any other compatible device.
Accelerometers	3 axis, precision digital output. Guaranteed 2g minimum full scale on both axes. Resolution of 0.005g. Optional 6g sensor available as a factory option.
Vibration	Factory tested at 25g, 50Hz sinusoid for 5 minutes (without compact flash card inserted).
Temperature	Factory tested from -20oC to 70oC
Dimensions	107mm wide, 68mm deep (excluding rear connectors), 30mm high

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. GILLESPIE, T. **Fundamental of vehicle dynamics**. Warrendale, PA, U.S.A.: Society of Automotive Engineers, 1992.
2. MILLIKEN, W.; MILLIKEN, D. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, U.S.A.: Society of Automotive Engineers, 1995.
3. SAE INTERNATIONAL. **2013 Collegiate Design Series Baja SAE Rules**. [S.I.]. 2012.
4. SAE INTERNATIONAL. About Baja SAE. **SAE INTERNATIONAL**. Disponível em: <<http://students.sae.org/competitions/>>. Acesso em: 27 setembro 2012.
5. QUADROS, F. E. A. **Relatório de projeto: Poli Magnus – carro 04**. São Paulo. 2012. (2012).
6. BLUNDELL, M. . D. H. **Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. Oxford Burlington, MA, U.S.A.: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
7. ADAMS: The Multibody Dynamics Simulation Solution. Disponível em: <<http://www.mscsoftware.com/product/adams>>. Acesso em: 20 Maio 2014.
8. DIXON, J. C. **The shock absorber handbook**. Chichester, England: John Willey, 2007.
9. PACEJKA, H. B. **Tire and vehicle dynamics**. 2nd. ed. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, 2006.
10. GORYCA, J. **Force and Moment Plots from Pacejka 2002 Magic Formula Tire Model Cefficients**. U.S. Army Research, Development and Engineering Command. Warren, Michigan, U.S.A. 2010.

11. FONSECA, L. G. A. **Estudo e determinação das características dinâmicas de um pneu fora de estrada usado em veículo Baja SAE.** Universidade de São Paulo Escola Politécnica. São Paulo. 2012.
12. AAEN, O. **Clutch tuning handbook.** Racine, WI, U.S.A.: AAEN Performance, 1999.
13. SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **"Vehicle Dynamics Terminology", SAE J6J70.** Society of Automotive Engineers. Warrendale, PA, U.S.A. 1976.
14. YAN, L. T. W. **Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo. 2011.