



MARCOS ANTÔNIO LENZ

**OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE UMA
SUSPENSÃO VEICULAR, DO TIPO DUPLO-A**

Horizontina

2016

MARCOS ANTÔNIO LENZ

**OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE UMA
SUSPENSÃO VEICULAR, DO TIPO DUPLO-A**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Valmir Vilson Beck, Especialista.

Horizontina

2016

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS GEOMÉTRICOS DE UMA SUSPENSÃO
VEICULAR, DO TIPO DUPLO-A”**

Elaborada por:

Marcos Antônio Lenz

como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 28/11/2016
Pela Comissão Examinadora**

**Especialista. Valmir Vilson Beck
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Mestre. Geovane Webler
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Especialista. Jackson Luis Bartz
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2016**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu avô paterno Silido Lenz (*in memoriam*) por ter me incentivado e apoiado inúmeras vezes e por ter deixado um legado de honestidade que jamais será esquecido.

AGRADECIMENTO

A Deus por ter me dado força e sabedoria para superar os obstáculos que a vida impôs.

Aos meus pais Cleomar Lenz e Rejane Lenz, a minha irmã Yasmin e minha companheira Daiane Dumke por todo apoio e incentivo durante essa trajetória.

Ao orientador Valmir Beck por todo o tempo que se dedicou para a construção deste trabalho, com muito empenho e comprometimento.

Aos meus colegas, em especial Cristhian Cansi e Diego Mayer pela grande amizade construída durante a graduação.

A todos que de maneira geral estiveram presente em algum momento na minha formação, meu muito obrigado.

“Idéias ousadas são como peças de xadrez movidas avante. Elas podem ser derrotadas, mas podem começar uma partida vitoriosa.”

Johann Wolfgang von Goethe

RESUMO

A falta de estabilidade e a baixa resistência ao rebaixamento da parte frontal apresentada pelo veículo da Equipe Hidro Baja FAHOR em seus primeiros testes, constituem o problema principal deste trabalho. Em função das deficiências constatadas, surgiu a possibilidade e a necessidade de obter e garantir maior estabilidade e melhor desempenho ao veículo e definiu-se como área de atuação, o estudo e a análise da suspensão dianteira aplicada ao veículo, para definir os parâmetros geométricos ideais para a situação. O objetivo geral foi analisar virtualmente o desempenho de uma suspensão do tipo duplo-A, aplicada em um veículo BAJA SAE e identificar a melhor situação definida e ensaiada. Considerando as características do problema, optou-se pelo emprego de metodologia experimental, que permitiu modificar e testar situações com valores de variáveis independentes, para posteriormente, analisar as causas e seus respectivos efeitos nas variáveis dependentes. Entre 216 combinações realizadas e analisadas, a que se destacou apresentando os melhores resultados relacionados ao desempenho foi à combinação de número 199. A validação do projeto de forma virtual mostrou-se eficiente com relação à otimização do tempo no estudo, demonstrando em tempo real, o comportamento da suspensão modelada. A aplicação prática deste estudo ao veículo da Equipe Hidro Baja FAHOR certamente proporcionará melhorias significativas em termos de desempenho do veículo, especialmente quanto ao funcionamento e durabilidade da suspensão dianteira.

Palavras-chave: Equipe Hidro Baja FAHOR. Análise virtual. Suspensão do tipo duplo-A.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fotografia de veículo automotor <i>off Road</i> em utilização.....	4
Figura 2 - Fotografia de um veículo BAJA SAE.....	5
Figura 3 – Imagem ilustrando o comportamento de suspensão	8
Figura 4 - Imagem de uma suspensão dependente.....	9
Figura 5 – Imagem de suspensão independente.....	10
Figura 6 – Imagem de sistemas de suspensão independente:.....	11
Figura 7 – Imagem de suspensão independente do tipo duplo-A.....	11
Figura 8 – Imagem ilustrando ângulo de <i>camber</i> positivo.....	14
Figura 9 – Imagem destacando regiões de contato dos pneus com o solo nas três configurações de ângulo de <i>camber</i>	15
Figura 10 – Imagem destacando a inclinação das rodas e da carroceria.....	16
Figura 11 – Imagem ilustrando ângulos de <i>caster</i> negativo, positivo e nulo (zero).....	17
Figura 12 – Imagem destacando o centro instantâneo (IC).....	18
Figura 13 – Imagem ilustrando o centro instantâneo na vista lateral e na vista frontal.....	19
Figura 15 – Imagem destacando o centro de rolagem em uma suspensão do tipo duplo-A.....	20
Figura 16 – Imagem ilustrando o ângulo de inclinação do pino mestre.....	21
Figura 17 – Imagem ilustrando <i>Scrub Radius</i> positivo (a) e negativo (b).....	22
Figura 18 – Imagem de <i>Offset</i> positivo (a), nulo (b) e negativo (c).....	23
Figura 19 – Imagem representativa da convergência das rodas.....	23
Figura 20 – Imagem demonstrando o efeito da compressão da suspensão dianteira e do alongamento da suspensão traseira.....	24
Figura 21 – Imagem ilustrando as variáveis para a determinação de <i>anti-dive</i>	25
Figura 22 - Fotografias do veículo projetado e fabricado pela Equipe Hidro Baja:	30
Figura 23 – Imagem da vista lateral do chassi do veículo Hidro Baja FAHOR.....	32
Figura 24 – Imagem da representação esquemática do veículo Hidro Baja FAHOR.....	32
Figura 25 – Imagem da vista frontal do chassi do veículo Hidro Baja FAHOR.....	33
Figura 26 – Imagem ilustrando a definição dos <i>hardpoints</i> para a suspensão dianteira do veículo Hidro Baja.....	34
Figura 27 - Representação esquemática da vista frontal do <i>hardpoint uca_outer</i>	35
Figura 28 - Representação esquemática da vista lateral do <i>hardpoint uca_outer</i>	36
Figura 29 – Imagem dos <i>Hardpoints</i> criados no <i>Adams/car</i>	38
Figura 30 – Imagem do <i>Template</i> da suspensão dianteira.....	39
Figura 31 – Imagem do <i>Assembly</i> da suspensão dianteira.....	41

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Curva característica do amortecedor.....	39
Gráfico 2 - Convergência das rodas dianteiras do veículo.	42
Gráfico 3 - <i>Scrub Radius</i>	43
Gráfico 4 - Altura do centro de rolagem.	43
Gráfico 5 - Variação do ângulo de camber nas rodas dianteiras.	44
Gráfico 6 - <i>Anti-dive</i> da suspensão da suspensão dianteira.....	44

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Variáveis independentes, definidas a partir da literatura pesquisada.	31
Quadro 2 - Sistemas de coordenadas <i>Adams/car</i> - <i>SolidWorks</i>	34
Quadro 3 - Conversão de medidas <i>SolidWorks</i> - <i>Adams/car</i> para o <i>hardpoint uca_outer</i>	36
Quadro 4 - Variáveis independentes da Combinação 001.	37
Quadro 5 - Valores de medidas (posições) dos <i>hardpoints</i> da Combinação 001.	37
Quadro 6 - Variáveis independentes da Combinação 199.	40

GLOSSÁRIO

Adams/car	Plataforma de trabalho do software MSC Adams Car.
Anti-dive	Resistência ao rebaixamento da parte frontal do veículo.
Assembly	Montagem.
BAJA SAE	Veículos projetados por estudantes.
bump	Compressão do amortecedor.
CG	Centro de gravidade.
Hardpoint	Ponto no espaço.
Ica_front	Ponto frontal braço de controle inferior.
Ica_outer	Extremo externo braço de controle inferior.
Ica_rear	Extremidade traseira braço de controle inferior.
lwr_strut_mount	Ponto de ancoragem inferior.
Jacking	Reação no eixo longitudinal do veículo.
King Pin	Inclinação do pino mestre.
Lift	Levantamento da parte traseiro do veículo.
MSC Adams	Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems.
Off Road	Fora de estrada.
Offset	Distância entre a face de apoio do cubo e a linha de centro do aro.
RC	Centro de rolagem do veículo.
rebound	Extensão do amortecedor.
SAE	Society of Automotive Engineers.
Scrub Radius	Ponto de intersecção entre o prolongamento da linha do pino mestre com o solo.
Software	Programa.
SolidWorks	Software de modelamento.
steer_arm	Braço de direção.
Subsystem	Subsistema.
Template	Modelo.
tierod_inner	Haste de ligação interior.
tierod_outer	Haste de ligação exterior.
Toe in	Convergente.
Toe out	Divergente.
Toe Setting	Abertura horizontal entre duas rodas de um mesmo eixo.
top_mount	Ponto de ancoragem superior.
uca_front	Ponto frontal braço de controle superior.
Uca_outer	Extremo externo do braço de controle superior.
uca_rear	Extremidade traseira braço de controle superior.
wheel_center	Centro da roda.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	TEMA	1
1.2	DELIMITAÇÃO DO TEMA	2
1.3	PROBLEMA DE PESQUISA	2
1.4	JUSTIFICATIVA	2
1.5	OBJETIVO GERAL	3
1.6	OBJETIVOS ESPECIFICOS	3
2	REVISÃO DA LITERATURA	4
2.1	VEÍCULOS AUTOMOTORES <i>OFF ROAD</i>	4
2.2	BAJA SAE	5
2.3	SUSPENSÃO VEÍCULAR	6
2.3.1	Suspensões Dependentes	8
2.3.2	Suspensões Independentes	9
2.4	SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO – A	11
2.5	GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DUPLO-A	13
2.5.1	Ângulo de Camber	13
2.5.2	Ângulo de Caster	16
2.5.3	Centro Instantâneo (IC)	18
2.5.4	Centro de Rolagem (RC)	19
2.5.5	Inclinação do Pino Mestre (<i>King Pin</i>)	20
2.5.6	Raio de deslizamento (<i>Scrub Radius</i>)	22
2.5.7	Convergência (<i>Toe Setting</i>)	23
2.5.8	<i>Anti-dive</i>	24
2.6	ADAMS CAR	25
2.7	SOLIDWORKS	26
2.8	MECANISMOS	26
3	METODOLOGIA	27
3.1	MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS	27
3.2	MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	28
4	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	30
4.1	VARIÁVEIS INDEPENDENTES	31
4.2	PARÂMETROS DE PROJETO	31
4.3	MODELO VIRTUAL DA SUSPENSÃO	33
4.3.1	Exemplo de coleta de medidas	35
4.3.2	Construção do <i>template</i>	37
4.4	COMBINAÇÃO 199	40
4.5	ANÁLISE GRÁFICA DA COMBINAÇÃO 199	42
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	46
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	48
7	APÊNDICE A	53

1 INTRODUÇÃO

Off Road significa fora de estrada e é um termo inglês utilizado para designar atividades esportivas praticadas em locais que não possuem estradas pavimentadas, calçadas ou qualquer estrutura urbana ou caminho de fácil acesso.

A suspensão de um veículo automotor *off Road*, além de oferecer segurança e conforto aos passageiros, deve apresentar desempenho e resistência satisfatórios. Em função das inúmeras irregularidades dos terrenos encarados por pilotos de veículos *off Road*, a suspensão deste tipo de veículo apresenta aos projetistas, dificuldades diferentes e maiores que as apresentadas por veículos de passeio. Em veículos automotores de competição, a suspensão releva parcialmente o conforto, priorizando os ganhos em performance.

A Faculdade Horizontina possui duas equipes de veículos *off Road* do tipo BAJA, a Equipe Sinuelo FAHOR, existente desde 2007 e a Equipe Hidro Baja FAHOR, criada em 2013. A Equipe Hidro Baja concluiu seu primeiro veículo em 2015 e os primeiros testes de campo apresentaram resultados insatisfatórios. Considerando os maus resultados, surge a necessidade de melhorias na performance e na segurança do veículo, especialmente na suspensão dianteira.

Além da análise da suspensão dianteira instalada no veículo da Equipe Hidro Baja, torna-se necessário dominar os conceitos envolvidos nos parâmetros geométricos e na influência que cada parâmetro tem no comportamento da suspensão veicular. A suspensão do tipo duplo-A possui uma configuração que permite controlar os parâmetros geométricos ao longo de todo o curso de trabalho da suspensão. Este trabalho busca determinar os parâmetros geométricos ideais para uma suspensão dianteira do tipo duplo-A através da simulação virtual dos parâmetros em estudo.

1.1 TEMA

Definição de parâmetros geométricos de uma suspensão veicular, do tipo duplo-A.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Para atuar na solução dos problemas ocorridos nos testes, optou-se por realizar um trabalho focado exclusivamente nestes problemas. Decidiu-se executar um estudo teórico profundo e detalhado sobre o tema suspensão de veículos *off Road*, delimitando-o na definição dos parâmetros geométricos de uma suspensão veicular do tipo duplo-A.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Os veículos automotores são compostos por inúmeros sistemas com funções distintas e determinados para atender a função de transporte de passageiros e de cargas de forma segura. Dentre os sistemas destaca-se a suspensão, que conforme Franceschi (2014) tem a função de isolar a estrutura e os passageiros das perturbações geradas pelas irregularidades existentes nas pistas e também diminuir a transmissão dos esforços decorrentes de manobras. Ao transitar em locais não pavimentados, os veículos automotores são submetidos a cargas e a condições de insegurança bem maiores do que quando transitam em estradas com estrutura urbana ou em caminhos de fácil acesso.

O veículo automotor *off Road* projetado e fabricado pela Equipe Hidro Baja FAHOR apresentou logo em seus primeiros testes, graves problemas relacionados à suspensão. A má estabilidade em curvas e baixa resistência ao rebaixamento da parte frontal do veículo durante as frenagens foram considerados os principais problemas levantados. Concluiu-se que o mau desempenho do veículo, tanto em termos de velocidade, resistência, conforto e segurança do piloto, estava relacionado em parte com a ineficiência da suspensão dianteira.

1.4 JUSTIFICATIVA

Considerando que a Equipe Hidro Baja FAHOR, além de buscar conhecimentos e experiências relativas aos estudos teóricos e práticos gerados pelo projeto e pela fabricação do veículo, pretende competir em igualdade de condições com as melhores equipes participantes das competições que a SAE (*Society of Automotive Engineers*) promove, decidiu-se atuar fortemente na solução dos

problemas de suspensão apresentados nos primeiros testes. A necessidade de obter e garantir o melhor desempenho possível na suspensão dianteira do veículo da equipe justifica a realização de um estudo profundo e detalhado dos problemas apresentados, buscando incessantemente a solução destes problemas. A realização deste trabalho procura garantir o melhor desempenho possível na suspensão dianteira de um veículo *off Road* do tipo BAJA SAE, através da definição dos seus parâmetros geométricos.

1.5 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é analisar virtualmente o desempenho de uma suspensão do tipo duplo-A, aplicada em um veículo BAJA SAE e identificar a melhor situação ensaiada.

1.6 OBJETIVOS ESPECIFICOS

- Através de pesquisas bibliográficas, conhecer e analisar conceitos relacionados à geometria da suspensão veicular;
- Identificar valores de parâmetros geométricos recomendados para suspensão de veículos *off Road*;
- Conhecer os requisitos estabelecidos na norma da SAE para veículos do tipo BAJA, de modo que os parâmetros a serem determinados estejam de acordo;
- Modelar a suspensão do veículo da Equipe Hidro Baja FAHOR e simular resultados do comportamento da suspensão modelada em termos de desempenho;
- Descrever e analisar os resultados obtidos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Apresenta-se nesta etapa o embasamento teórico do trabalho, com algumas definições direcionadas à suspensão veicular e parâmetros geométricos envolvidos a cerca do assunto. Aborda-se também neste capítulo, alguns conceitos e características relativas à simulação virtual de suspensão veicular do tipo duplo-A.

2.1 VEÍCULOS AUTOMOTORES *OFF ROAD*

De acordo com Alves (2006), o termo *off Road* é aplicado a veículos automotores projetados para uso específico em terrenos de terra, neve ou lama, com ou sem troncos de árvores, em terrenos com grandes inclinações com ou sem lâminas de água, podendo serem usados em qualquer uma destas situações ou em todas as combinações e em diferentes condições climáticas (Figura 1).

Figura 1 - Fotografia de veículo automotor *off Road* em utilização.



Fonte: Garcia, 2005, pág. irregular.

A Figura 1 ilustra um veículo automotor *off Road* e alguns dos tipos de obstáculos enfrentados em sua utilização.

Alves (2006) também entende que o objetivo principal deste tipo de veículo é participar de competições e percorrer caminhos não convencionais ou terrenos acidentados, com grandes níveis de dificuldade.

2.2 BAJA SAE

Yan (2011) entende por BAJA SAE (Figura 2) como sendo um protótipo de um veículo *off Road* projetado e construído por estudantes universitários com o objetivo de participar em competições que a SAE promove.

Figura 2 - Fotografia de um veículo BAJA SAE.



Fonte: Dianin, 2014, pág. irregular.

Branco (2014) complementa que o projeto tem como propósito formar os estudantes de acordo com as características reais de atuação de um engenheiro, através de um projeto sujeito a diversas limitações e imposições ditadas por um regulamento.

Para que um veículo possa participar de competições de BAJA SAE, é necessário que atenda a alguns requisitos estipulados pela SAE. Em relação aos requisitos físicos, alguns destes são: veículo de no mínimo quatro rodas, com largura

máxima de 1,62 m e comprimento não regulamentado, com capacidade de transporte de uma pessoa com altura de até 1,90 m e peso máximo de 113,4 kg (SAE BRASIL, 2015).

Em relação ao comprimento do veículo, considera-se para sua definição, as características dos circuitos da modalidade BAJA SAE, que são preparados baseando-se em protótipos de 2,75 m de comprimento. Veículos que ultrapassam esta dimensão normalmente são incapazes de trafegar com alto desempenho em alguns percursos e podem ser desclassificados da competição (SAE BRASIL, 2015).

De acordo com Yan (2011), os veículos BAJA SAE realizam provas com a finalidade de avaliar o desempenho dos protótipos e por tratar-se de um veículo *off Road*, na maioria de suas provas, decorrem esforços significativos nos sistemas de suspensão.

SAE BRASIL (2015) complementa que os veículos BAJA SAE devem realizar tração suficiente para vencerem os obstáculos e as distâncias apresentadas pelos terrenos percorridos.

2.3 SUSPENSÃO VEÍCULAR

Seguindo o conceito definido por Franceschi (2014), a suspensão é um dos principais subsistemas de um veículo e tem como função principal isolar a estrutura e os passageiros das vibrações geradas devido às irregularidades existentes na pista e atenuar a transmissão dos esforços decorrentes de manobras.

A vibração é a resposta dinâmica do veículo a uma determinada ou várias excitações, as quais podem ser provenientes do piso, do conjunto pneu-roda, do sistema de transmissão e até mesmo do motor. Em vibrações de baixa frequência a massa suspensa do veículo move-se juntamente à suspensão, caracterizando um movimento de corpo rígido, entretanto, o conjunto de massa não suspensa também é caracterizado como um corpo rígido, impondo assim, forças excitadoras no restante do veículo (GILLESPIE, 1992).

Carvalho (2011) define massa suspensa como aquela que é direta ou indiretamente sustentada através do sistema de suspensão do veículo como carroceria, passageiros, cargas, motor, câmbio, depósito de combustível.

Ao referir-se a massa não suspensa, Abreu *et al* (2014) define como sendo o somatório das massas de todos os componentes que estão ligadas à suspensão,

mas não sustentados diretamente por ela, fazem parte deste grupo os freios, os pneus, as rodas, amortecedores, molas, braços de suspensões, mangas de eixo e componentes do sistema de direção.

Com relação à função da suspensão, Ferreira (2013) cita que a suspensão também tem como função controlar as forças produzidas nos pneus, sendo as forças longitudinais provenientes de aceleração e frenagem e forças laterais provenientes de curvas.

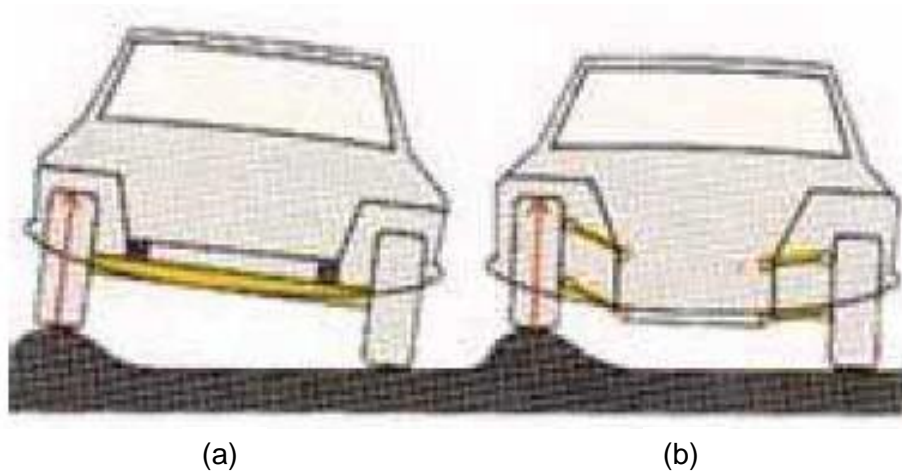
Segundo Rocha (2013), é muito importante que a suspensão mantenha o contato dos pneus ao máximo no solo, devido a todas as forças que estão aplicadas no veículo serem transferidas para o solo através dos pneus. Em relação ao contato dos pneus no solo, Junior (2007) afirma que a boa interação entre pneus e solo garante uma boa estabilidade e o correto funcionamento do sistema de direção.

Rocha (2013) cita que, a estabilidade é o que garante a segurança durante frenagens e em contornos de curvas. Ainda segundo ele, o conforto está diretamente ligado à função de absorver as irregularidades do terreno e que estabilidade e conforto são inversamente proporcionais, no momento que há o aumento na estabilidade ocorre a redução do conforto.

Lira (2012) salienta que a escolha da configuração da suspensão está relacionada ao custo, dirigibilidade, conforto e estabilidade em função das características do veículo.

No que diz respeito aos tipos de suspensões existentes, Baptista (2013) afirma em sua obra que de maneira geral as suspensões se dividem em dois grandes grupos: suspensões dependentes e suspensões independentes (Figura 3). Esta classificação é fundamentada na dependência do movimento das rodas de um mesmo eixo.

Figura 3 – Imagem ilustrando o comportamento de suspensão dependente (a) e de suspensão independente (b).



Fonte: Adaptado de Carvalho *apud* Barbieri 2008, pág. 24.

A ilustração destaca a diferença entre o comportamento de suspensões dependentes e independentes em terreno irregular.

2.3.1 Suspensões Dependentes

Baptista (2013) define suspensão dependente como sendo aquela em que as rodas são montadas nas extremidades de um mesmo eixo, sendo que qualquer movimento empregado em uma das rodas é transferido de alguma forma para a roda da extremidade oposta (Figura 4). Segundo Carvalho (2011), suspensões dependentes são largamente utilizadas em eixos, tanto dianteiro quanto traseiro de caminhões, eixos traseiros de caminhonetes e alguns modelos de carros de passageiro devido possuir uma maior sustentação de peso.

Baptista (2013) salienta que, uma suspensão dependente não é a mais aconselhável para automóveis de alto desempenho, devido ser necessárias algumas características que as suspensões dependentes não conseguem oferecer, como por exemplo, a variação de *camber* com o movimento das rodas ou rigidez de rolamento da carroceria.

Figura 4 - Imagem de uma suspensão dependente.



Fonte: Lira *apud* Reimpell; Stoll; Betzker (2001), pág. 12.

A figura 4 ilustra uma suspensão dependente do tipo feixe de molas, que apresenta em sua configuração, as molas montadas longitudinalmente, com suas extremidades conectadas ao chassi e o eixo montado próximo ao seu centro (REZENDE, 2007).

Conforme Merling (2007), a suspensão dependente apresenta algumas desvantagens. Entre as principais desvantagens estão:

- A impossibilidade de ajuste dos ângulos característicos;
- O peso do diferencial no eixo aumenta a massa não-suspensa, causando maior inércia aos movimentos da suspensão e descolamento do pneu com o solo;
- E o espaço requerido sobre o eixo, correspondente à trajetória limitada pelas molas.

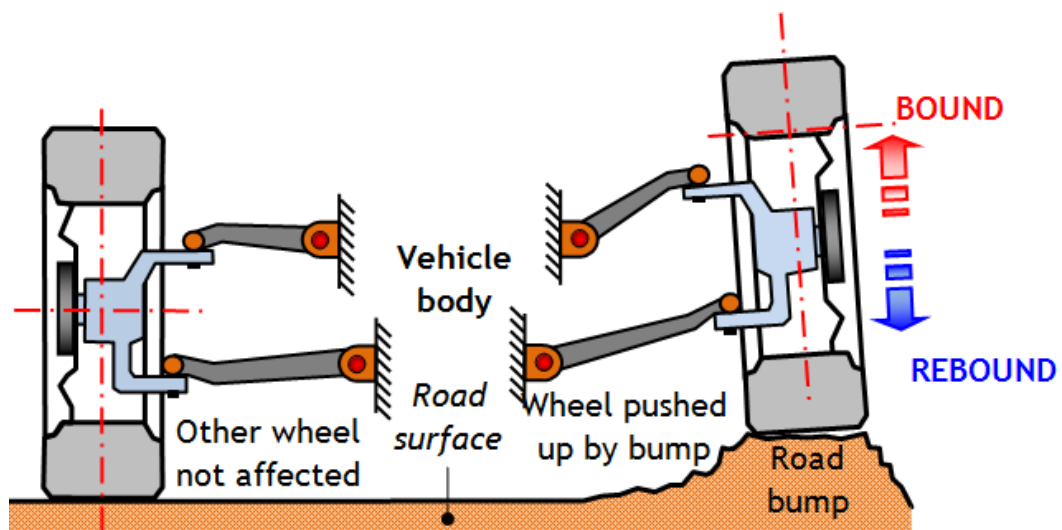
Embora existam desvantagens, estas são bem aceitas no mercado de veículos, pois apresentam um baixo custo de manufatura e um baixo índice de manutenção.

2.3.2 Suspensões Independentes

Baptista (2013) define que, a principal característica de suspensões independentes é a possibilidade de permitir o movimento vertical da roda sem que o movimento desta altere a posição da roda do lado oposto, portanto, se um lado da

suspensão levantar, o outro permanece em seu estado normal e a carroceria do veículo permanece reta, tendo sua trajetória retilínea inalterada, conforme apresentado na Figura 5. Além de apresentarem um valor reduzido da massa não suspensa quando comparadas a suspensões dependentes, devido serem mais compactas permitem também um espaço maior para outros componentes do automóvel, como por exemplo, o motor.

Figura 5 – Imagem de suspensão independente.

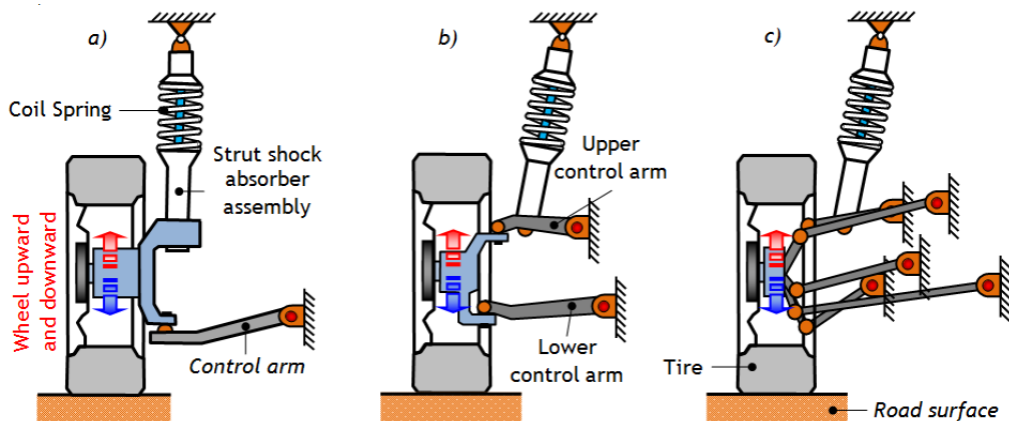


Fonte: Shpetim et al,2013, pág. 3.

Por gerar um efeito melhor no desempenho, 95% dos automóveis leves, utilitários leves e médios, veículos médios, grandes e de luxo utilizam na suspensão dianteira uma configuração independente. Os automóveis mais luxuosos ou os que buscam um ar mais esportivo trazem as suspensões independentes nas quatro rodas (ROCHA, 2009, pág. irregular).

Shpetim *et al* (2013) explicam em que através dos anos muitos tipos de suspensões independentes foram desenvolvidas e, por diferentes razões, muitas destas foram descartadas e não passaram de conceitos básicos. Modelos de suspensão independentes como Mac Pherson, Duplo-A e Multi link (Figura 6) tem aplicação em diversos tipos de veículos.

Figura 6 – Imagem de sistemas de suspensão independente:
Mac Pherson (a), Duplo-A (b) e Multi-link (c).



Fonte: Shpetim *et al*, 2013, pág. 3.

Como desvantagens do sistema de suspensão independente, Shpetim *et al* (2013) considera-se a grande complexidade de projeto, a fabricação dos componentes e o alto custo devido ao incremento de um grande número de peças.

2.4 SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO – A

Lira (2012) em sua obra cita que esse modelo de suspensão é constituído por dois braços com formatos similares a letra A, montados sobrepostos, conforme a Figura 7. O mesmo autor afirma que este modelo de suspensão permite a aplicação de braços com geometrias e dimensões diferentes entre si.

Figura 7 – Imagem de suspensão independente do tipo duplo-A.



Fonte: Rocha, 2013, pág. 10.

Gillespie (1992) salienta que a geometria dos braços de suspensões veiculares selecionada deve proporcionar durante o trabalho da suspensão, a menor variação possível na largura total do veículo, evitando-se desta forma desgaste prematura dos pneus, característica deste tipo de condição.

No mesmo contexto, Carvalho (2011) afirma que, este modelo de suspensão é amplamente utilizado em veículos de alto desempenho, devido principalmente por possibilitar um ajuste minucioso das principais características relacionadas à cinemática do trabalho da suspensão. Ainda o mesmo autor cita que, essa configuração de suspensão é o modelo mais utilizado no sistema dianteiro dos carros após a Segunda Guerra Mundial.

Para Pereira (2011), o sistema duplo-A é considerado por muitos projetistas como um sistema ideal de suspensão, devido a essa configuração permitir ser utilizado como suspensão traseira e dianteira.

Existem vantagens e desvantagens no uso da suspensão duplo-A, conforme Carvalho (2011) as menciona:

Desvantagens:

- Necessidade de muito espaço para instalação;
- Custo elevado em comparação com os outros sistemas;
- Redundância de elementos de ligação;
- Necessidade de um dimensionamento criterioso para o correto funcionamento.

Vantagens:

- Controle mais preciso do ângulo de camber;
- Pequena variação de bitola ao longo do curso da suspensão;
- Baixa vibração transmitida à estrutura do veículo;
- Elementos resistentes;
- Curso útil alongado;
- Possibilidade de configuração sobre-esterçante ou subesterçante.

Referindo-se ao mesmo assunto, Rocha (2013) afirma que, a principal vantagem desta configuração de suspensão é permitir um ajuste mais livre do que os outros modelos de suspensão. Ainda o mesmo autor diz que, com esse sistema se torna mais fácil trabalhar os esforços que cada componente estará submetido, de

uma maneira que é possível reduzir o peso dos componentes, diminuindo o valor da massa não suspensa do veículo.

2.5 GEOMETRIA DA SUSPENSÃO DUPLO-A

A geometria de uma suspensão é de extrema importância no comportamento dinâmico de um veículo, pois a má definição dos parâmetros pode ser crucial no seu desempenho. Segundo Lima (2014), a má definição dos parâmetros resulta em um mau controle e estabilidade do veículo, além de haver um desgaste excessivo nos pneus.

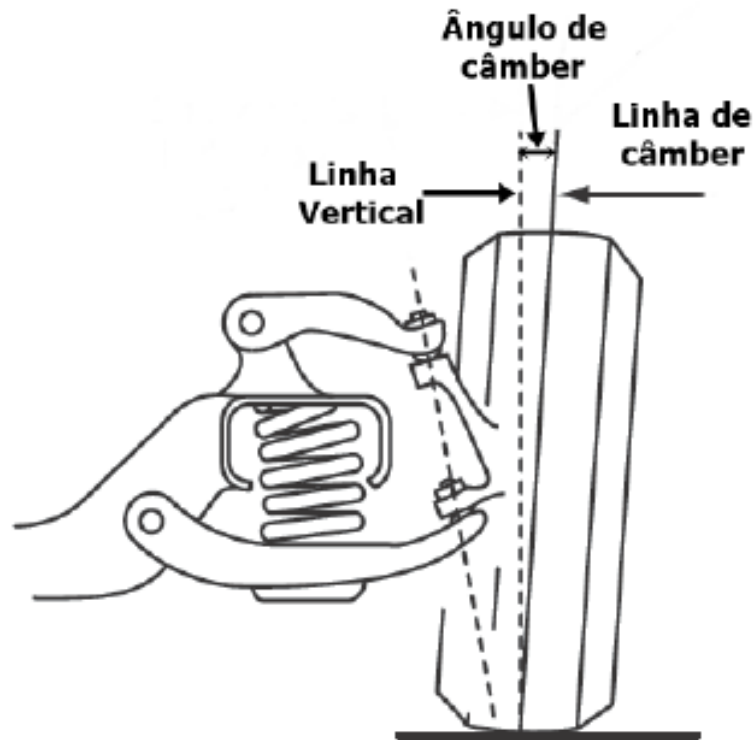
Segundo Lima (2014), alguns parâmetros são facilmente ajustáveis e outros são obtidos através das características do próprio desenho, para este fim os fabricantes de veículos especificam alguns parâmetros, incluindo as tolerâncias para o funcionamento do veículo.

Rau (2007), explica que o critério para a escolha da geometria da suspensão pode ser definido através do espaço disponível para a construção do modelo e por meio do desempenho que se espera alcançar do veículo.

2.5.1 Ângulo de Camber

O camber conforme Merling (2007) é o ângulo de inclinação (em graus) entre o plano central da roda do veículo e o plano vertical perpendicular ao solo. Quando a metade superior da roda estiver para fora em relação à linha vertical de referência ao solo, o ângulo de camber é positivo (Figura 8), quando estiver para dentro, o ângulo de camber é negativo e quando o plano central da roda estiver perpendicular ao solo, o ângulo de camber será zero (nulo).

Figura 8 – Imagem ilustrando ângulo de camber positivo.



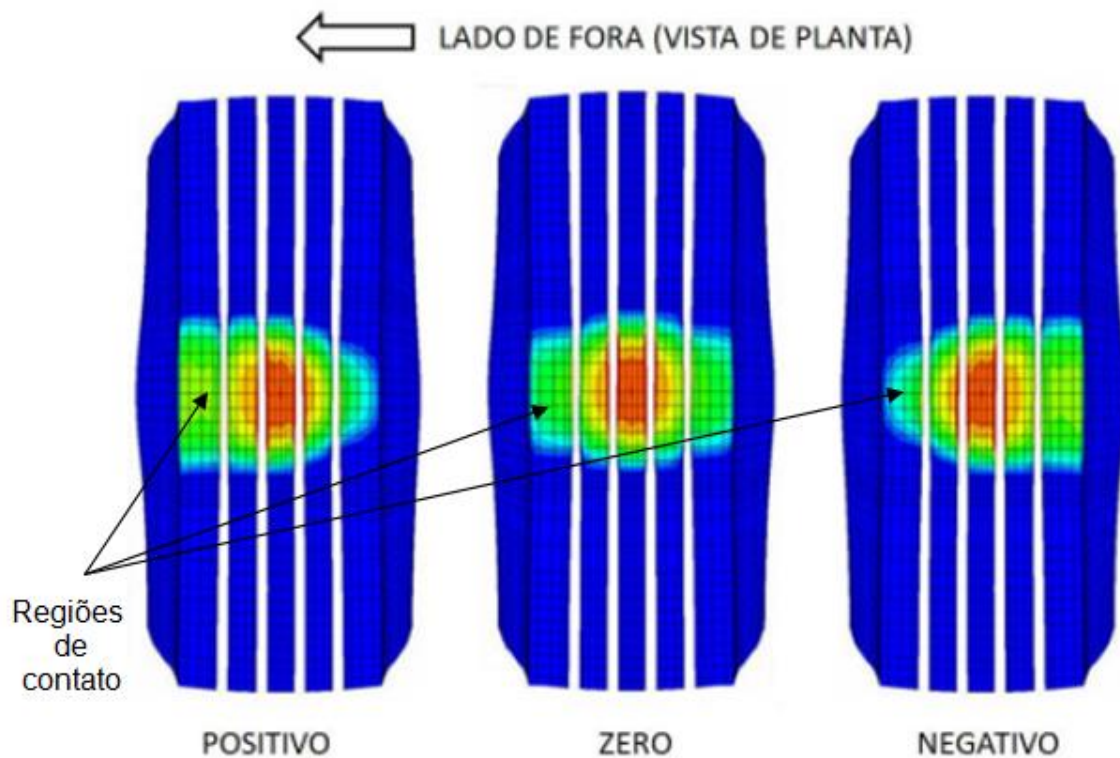
Fonte: Adaptado de Franceschi, 2008, pág. 13.

Este ângulo, conforme Rau (2007) é um dos principais parâmetros para o comportamento dinâmico do veículo e está diretamente ligado à superfície de contato dos pneus. Almeida (2012) complementa que as forças de cambagem estão diretamente ligadas ao desgaste prematuro dos pneus.

De acordo com Ribeiro (2012), o ângulo de camber sofre alteração conforme a movimentação da suspensão, isso faz com que os engenheiros projetem o veículo de maneira que atenda as condições impostas ao produto em questão.

Para que ocorra desgaste uniforme dos pneus, Ribeiro (2012) afirma que, o camber com ângulo igual a zero é o ideal, pois, proporciona uma maior área de contato dos pneus com o solo, mas a necessidade de compensar aderência em curvas e também a alterações no carregamento do veículo devido ao aumento ou diminuições da carga, faz com que o camber sofra alterações do ângulo para valores positivos como para negativos. A Figura 9 ilustra a área de contato do pneu em cada uma das três configurações de ângulo de camber.

Figura 9 – Imagem destacando regiões de contato dos pneus com o solo nas três configurações de ângulo de camber.

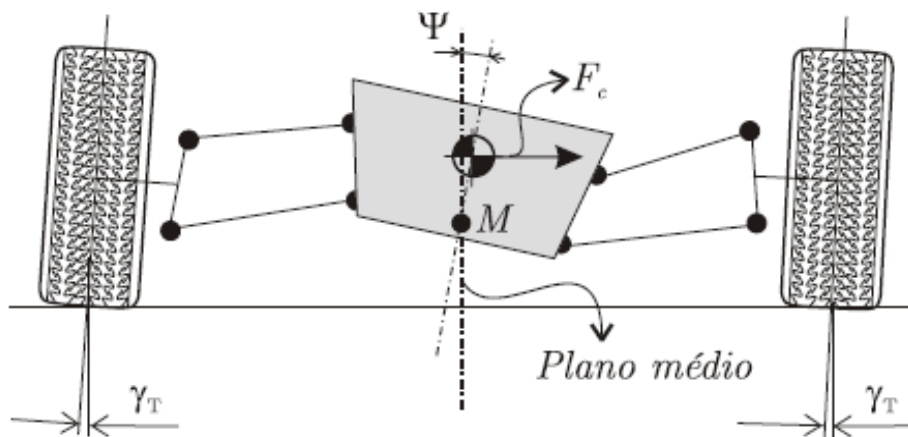


Fonte: Adaptado de Argemiro, Costa *apud* Ribeiro, (2012), pág. 16.

Referente à cambagem das rodas, Nicolazzi *et al.* (2012) afirma o ângulo deve possuir o menor valor possível, em torno de 0° a -1° . O mesmo autor recomenda que, para veículos de competição seja aconselhável o uso de um valor negativo para o ângulo de camber, fazendo com que o veículo mantenha uma maior aderência dos pneus em curvas, uma redução do desgaste dos pneus nas retas e a possibilidade de realização das curvas com maior velocidade.

Com relação ao desempenho do veículo em curvas, segundo Nicolazzi *et al.* (2012), as rodas do veículo inclinam juntamente com a carroceria, ou seja, a roda externa tende a ficar com um camber positivo (Figura 10). Como essa roda é a mais carregada, ocorre a diminuição de sua capacidade de absorção de forças laterais, condição esta considerada desfavorável.

Figura 10 – Imagem destacando a inclinação das rodas e da carroceria.



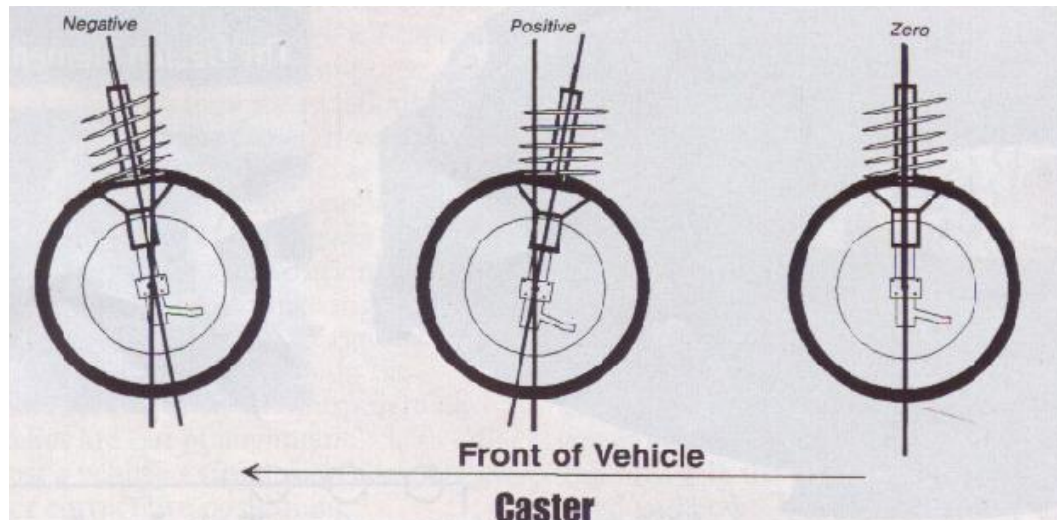
Fonte: Nicolazzi *et al*, 2012, pág. 205.

Para diminuir os efeitos deste problema, Franceschi (2014) cita em sua obra que, esta adversidade pode ser minimizada no projeto suspensão, de uma maneira onde seja previsto que o valor do camber se torne negativo progressivamente durante o deslocamento vertical da roda em relação à carroceria do veículo.

2.5.2 Ângulo de Caster

Almeida (2012) define o ângulo de caster como o ângulo medido em graus, entre o eixo central do pino mestre e uma linha perpendicular ao solo considerado na vista lateral do veículo. O ângulo de caster (Figura 11) pode ser positivo, negativo ou nulo (zero).

Figura 11 – Imagem ilustrando ângulos de caster negativo, positivo e nulo (zero).



Fonte: Pereira, 2012, pág. 20.

Pereira (2011) explica que a função do ângulo de caster é proporcionar estabilidade direcional, sendo responsável pelo retorno da direção à posição de trajetória em linha reta após as curvas, porém, quando fora de especificação pode comprometer a estabilidade do veículo.

Com relação ao valor positivo do ângulo de caster, Junior (2007) afirma que, quanto mais positivo for o valor do ângulo de caster, maior será a força necessária para esterçar as rodas, em contrapartida, haverá a mesma proporção de força na conservação do alinhamento com a linha de trajetória do veículo. Rau (2007) cita em sua obra que valores positivos de caster são preferencialmente utilizados em veículos esportivos.

Nicolazzi *et al* (2012) complementa que veículos com o motor montado na parte traseira e que possuem tração nas rodas traseiras, utilizam valores do ângulo de caster na faixa de 8° a 12°.

Se a roda tem um valor de caster negativo, quando ela é esterçada sobre o eixo do pino mestre, seu ponto de contato com o solo é deslocado e, conseqüentemente, o ponto no qual a força que representa a resistência ao rolamento é aplicada, contudo, sempre agindo na mesma direção. Isto conduz a uma tendência de aumentar o efeito de esterçamento na roda e impedir o retorno da direção, gerado pela força de resistência ao rolamento e a extensão do eixo do pino mestre (JUNIOR, 2007, pág. 39).

De acordo com Lira (2012), o valor do ângulo de caster pode ser positivo ou negativo, no qual o valor negativo é adotado normalmente em veículos de passageiros, devido ajudar na sensação de estabilidade em linha reta além de

manter uma boa área de contato do pneu na curva, transmitindo uma boa sensação de direção. Rau (2007) salienta que valores negativos de caster também podem ser adotados em implementos agrícolas de pequena velocidade final.

Conforme Fernandes (2005), o dimensionamento incorreto deste parâmetro implicará na necessidade do condutor ter que aplicar maiores correções no volante em entrada e saída de curvas, tornando mais difícil de manter o veículo em linha reta.

2.5.3 Centro Instantâneo (IC)

Conforme Franceschi (2014), o centro instantâneo é um parâmetro importante no projeto de uma suspensão, pois vários outros parâmetros básicos para o projeto de uma suspensão são derivados do centro instantâneo.

Segundo Erthal (2010), o centro instantâneo de uma suspensão veicular é definido como a localização instantânea de um par de pontos coincidentes de dois corpos rígidos distintos.

No que se refere a uma suspensão do tipo duplo-A, o centro instantâneo na vista frontal do veículo é o ponto comum entre os prolongamentos dos braços de suspensão superior e inferior, conforme mostra a Figura 12 (ALMEIDA, 2012).

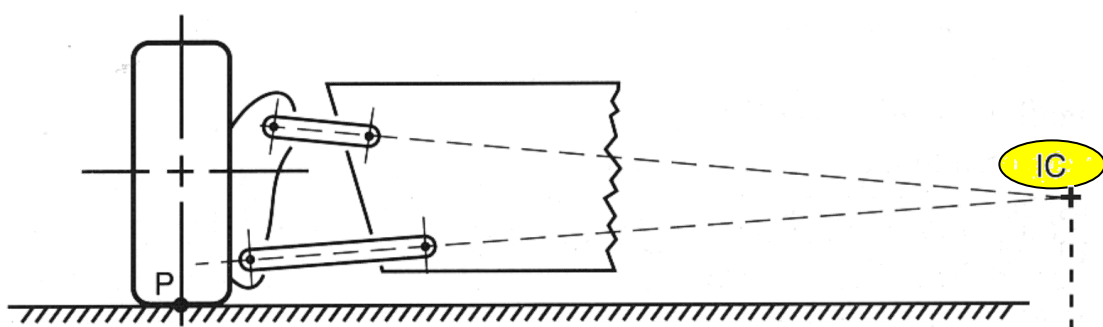


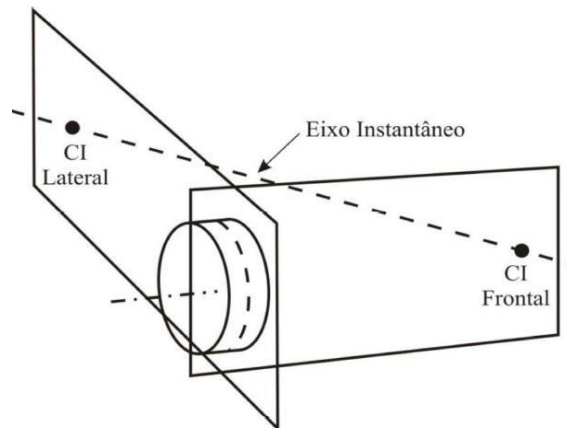
Figura 12 – Imagem destacando o centro instantâneo (IC) de uma suspensão do tipo duplo-A.

Fonte: Adaptado Milliken; Milliken, 1995, pág. 611.

De acordo com Franceschi (2014), em um projeto de suspensão veicular é conveniente considerar uma visão geral do sistema em duas posições, frontal e lateral, obtendo-se a partir desta, um sistema tridimensional. A Figura 13 destaca o

posicionamento do centro instantâneo em vista frontal e em vista lateral e ilustra também o eixo instantâneo de rotação, eixo este obtido por uma reta que liga os dois centros instantâneos representados.

Figura 13 – Imagem ilustrando o centro instantâneo na vista lateral e na vista frontal.



Fonte: Milliken; Milliken, 1995, pág. 613.

Ferreira (2011) reforça que a posição dos braços sofre alteração em relação ao solo durante o trabalho da suspensão, bem como os centros instantâneos também tem a sua posição alterada, por isso, é necessário que durante o projeto da suspensão sejam determinadas todas as posições dos centros instantâneos dentro do curso de trabalho de suspensão.

2.5.4 Centro de Rolagem (RC)

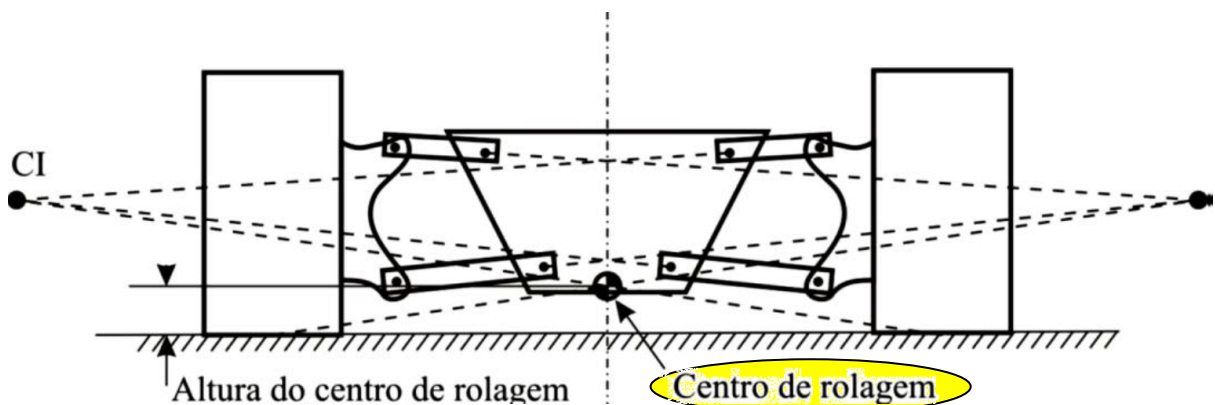
Almeida (2012) define centro de rolagem como sendo um ponto no qual podemos relacionar as forças atuantes nas massas suspensa e não suspensa do veículo. No RC, sempre que o veículo contorna curvas, atuam forças laterais resultantes da aceleração centrífuga exercida pelo veículo, tornando o RC importante para evitar reação no eixo longitudinal do veículo, denominada efeito *Jacking*.

Conforme Milliken e Milliken (1995), o efeito *Jacking* ocorre em curvas, quando as duas rodas estão sob efeito de forças laterais e tendem a se fechar, causando a elevação do veículo, diminuição das forças laterais e possível derrapagem ou capotagem.

Merling (2007) afirma que o centro de rolagem de um veículo definido corretamente, evita o efeito de rolagem e que cada modelo de suspensão veicular apresenta uma forma específica de obtenção do RC.

A Figura 15 ilustra a localização do centro de rolagem de uma suspensão do tipo duplo-A.

Figura 14 – Imagem destacando o centro de rolagem em uma suspensão do tipo duplo-A.



Fonte: Adaptado Milliken; Milliken, 1995, pág. 614.

Salinet [s.d.] explica que, em situações em que o centro de rolagem encontra-se abaixo do centro de gravidade, quanto maior a distância entre estes pontos, maior será a alavanca e a força de inércia na curva, que farão o veículo rolar em torno do RC. Se o centro de rolagem e o centro de gravidade estiverem localizados no mesmo ponto, o veículo não irá rolar de forma alguma e se o RC estiver acima do centro de gravidade, o veículo irá se comportar como uma motocicleta, inclinando-se para dentro da curva.

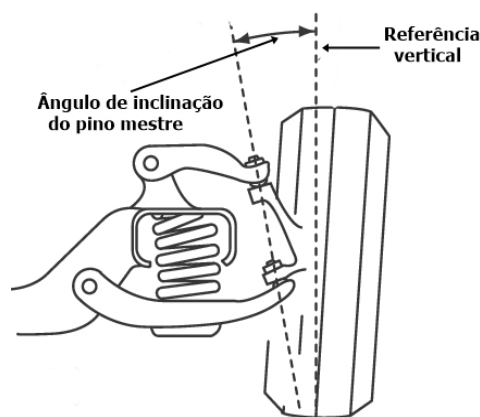
Nicolazzi *et al* (2012) afirma que o centro de rolagem de um veículo é um parâmetro importante para o estudo de uma suspensão, pois este influencia diretamente na transferência de carga entre as rodas de um eixo e na estabilidade do veículo. Para diminuir as transferências de carga entre as rodas Monteiro (2008) em sua obra, diz que, é bastante comum o uso de barras estabilizadoras.

2.5.5 Inclinação do Pino Mestre (*King Pin*)

Referindo-se a inclinação do pino mestre (Figura 16), Almeida (2012) descreve como sendo o ângulo existente entre uma linha perpendicular em relação

ao solo e uma linha inclinada, que passa pelos pontos de articulação inferior e superior da suspensão. O mesmo autor salienta que muitas vezes o pino mestre é confundido com um elemento físico, entretanto, trata-se de um vetor que representa o eixo de esterçamento da roda.

Figura 15 – Imagem ilustrando o ângulo de inclinação do pino mestre.



Fonte: Adaptado de Franceschi, 2014, pág. 11.

Conforme Gillespie (1992), a inclinação do pino mestre na maioria das aplicações é convergente para o centro do veículo e determina-se usualmente valores entre 0° e 5° para caminhões e valores entre 10° e 15° para veículos de passeio.

Ribeiro (2012) reforça que, dependendo do modelo de suspensão, em função de sua configuração, a inclinação do pino mestre precisa ser adequada para evitar interferências entre componentes. Muitas montadoras desenvolvem seus veículos para vários mercados, havendo em alguns casos a necessidade de instalação de correntes para o uso na neve, porém dependendo da inclinação do pino mestre, não há espaço disponível entre o pneu e a estrutura da suspensão.

Almeida (2012) contempla que, a utilização desse parâmetro tem como função causar efeitos desejáveis da estabilidade do sistema de direção, tendendo o veículo a permanecer em trajetória de linha reta, após manobra de curva.

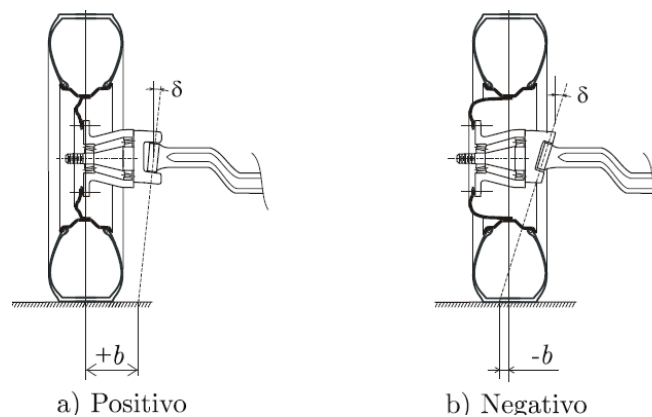
O prolongamento do eixo de rotação da roda, identificado pelos locais de união do pino mestre à suspensão, deve passar o mais próximo possível da linha de centro vertical da roda que define o centro da área de contato do pneu com o solo. Isto serve para que ocorra o mínimo de arraste do pneu em manobras a baixa velocidade, diminuindo o esforço do motorista e do sistema de direção (MERLING, 2007, pág. 70).

Segundo Lira (2012), o ângulo de inclinação do pino mestre tem influência direta na variação do ângulo de camber durante o curso da suspensão.

2.5.6 Raio de deslizamento (*Scrub Radius*)

Para Soares (2015), a definição de *Scrub Radius* é a distância positiva (+b) ou negativa (-b) entre a linha que passa pelo centro do pneu (perpendicular ao solo) e o ponto de intersecção entre o prolongamento da linha do pino mestre com o solo, medida sobre o plano de contato pneu-solo, ilustrada na Figura 17.

Figura 16 – Imagem ilustrando *Scrub Radius* positivo (a) e negativo (b).

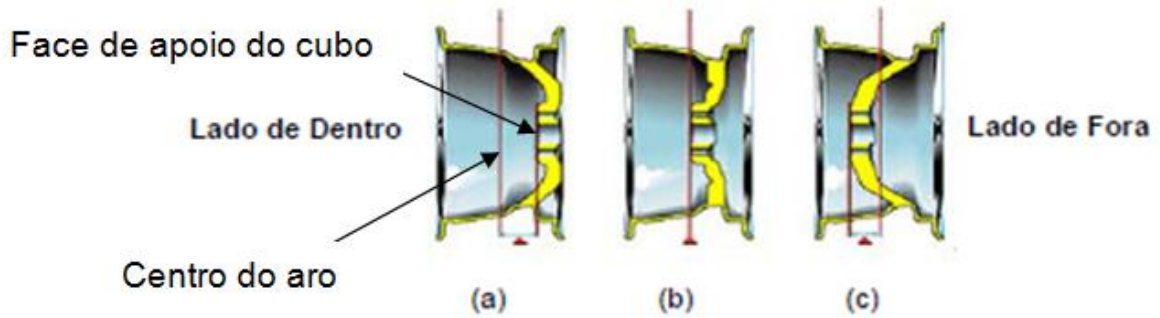


Fonte: Nicolazzi *et al*, 2012, pág. 207.

Referente ao valor do raio de deslizamento, Rezende (2007) afirma que, o uso de valores pequenos do raio, minimiza o emprego de maiores esforços para esterçar as rodas, sendo que uma das maneiras de diminuir o raio de deslizamento é utilizar rodas com valores negativos ou com valor nulo de *offset*. Por outro lado, Merling (2007) afirma que o motorista sentirá menos as reações das frenagens em linha reta.

Com relação ao *Offset* de uma roda, Contran (2015) define como a distância entre a face de apoio do cubo e a linha de centro do aro, conforme apresentado na Figura 18.

Figura 17 – Imagem de *Offset* positivo (a), nulo (b) e negativo (c).



Fonte: Rezende, 2007, pág. 39.

Merling (2007) salienta que as forças causadas por esta geometria são de grande influência na convergência das rodas e por isso deve ser levado em consideração na hora do projeto da suspensão.

2.5.7 Convergência (*Toe Setting*)

Ao referirem-se à convergência (*toe setting*), Nunes e Silva (2014) definem como a abertura horizontal entre duas rodas de um mesmo eixo, sendo que, se estiverem mais afastadas na frente é definido como divergente (*toe out*) e; se mais abertas atrás, convergentes (*toe in*), conforme ilustrado na Figura 19.

Figura 18 – Imagem representativa da convergência das rodas.



Fonte: Almeida, 2012, pág. 13.

Merling (2007) afirma que, os veículos de tração traseira utilizam rodas dianteiras convergentes e traseiras divergentes. Do mesmo modo, os de tração dianteira, utilizam rodas dianteiras divergentes e traseiras convergentes.

Estas implementações aos sistemas de suspensão do veículo são utilizadas, pois os torques que as rodas causam ao tracionar o veículo ocasionam a geração de força nos braços da suspensão, para frente no caso de tração no eixo e para trás no

caso de frenagem. O eixo sem tração deve ser sempre considerado como se estivesse executando uma pequena frenagem, pois mesmo que não esteja atuando o freio, a força de resistência ao rolamento do pneu estará apontando sempre para a traseira do veículo (MERLING, 2007).

Lima (2014) reforça que, o simples fato da existência de uma variação de carga, pode alterar os parâmetros do toe, o que conseqüentemente pode provocar um aumento na resistência ao rolamento, maior desgaste dos pneus e redução da estabilidade.

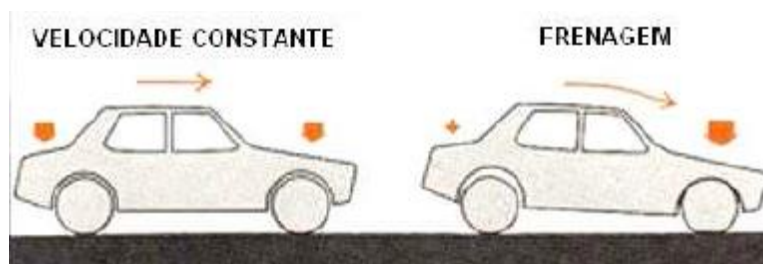
2.5.8 *Anti-dive*

De acordo com Rezende (2007), durante a frenagem do veículo ocorre uma transferência de peso do eixo traseiro para o eixo dianteiro, provocando o abaixamento da parte frontal do veículo, este fenômeno é conhecido como *dive*. Para reduzir a intensidade deste efeito, a suspensão dianteira do veículo pode ter a sua geometria projetada para apresentar características *anti-dive*.

A geometria anti- *dive* serve para corrigir o efeito de rotação da massa suspensa do veículo durante a sua frenagem. Esta rotação ocorre com a transferência de carga inicialmente imposta ao eixo traseiro para o eixo dianteiro e pode acarretar na perda de estabilidade direcional e na perda de aderência das rodas do eixo traseiro durante a frenagem (MERLING, 2007, pág. 75).

Milliken e Milliken (1995) salientam que, quando o veículo está sob efeito de desaceleração, ocorre à compressão da suspensão dianteira e o alongamento da suspensão traseira. O movimento de alongamento da suspensão traseira durante a frenagem do veículo é chamado de *lift*, este efeito e o efeito *dive* são demonstrados na Figura 20.

Figura 19 – Imagem demonstrando o efeito da compressão da suspensão dianteira e do alongamento da suspensão traseira.

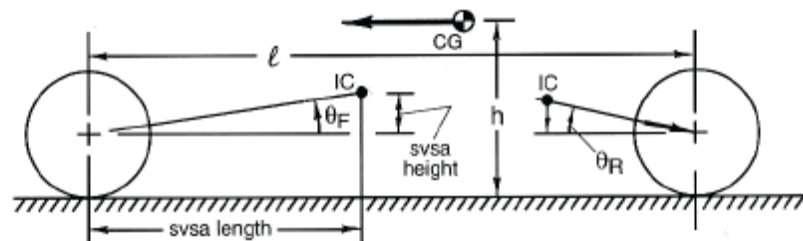


Fonte: Adaptado de Merling, 2007, pág. 76.

Conforme Landmann (2007), este parâmetro é especificado em porcentagem de transferência de peso e para determinar a porcentagem de *anti-dive* que o veículo trabalha.

Com relação à porcentagem de *anti-dive* aplicada no veículo, Milliken e Milliken (1995) apresenta em sua obra as variáveis que influenciam na definição deste parâmetro estão descritos na Figura 21.

Figura 20 – Imagem ilustrando as variáveis para a determinação de *anti-dive*.



Fonte: Milliken & Milliken, 1995, pág. 618.

Merling (2007) afirma que no caso de veículos esportivos ou de competição ou de acordo com os requisitos do fabricante, o mergulho dianteiro deve ser reduzido a dificultar a derrapagem do veículo no momento da frenagem.

2.6 ADAMS CAR

Segundo Silva e Nunes (2014), o *MSC ADAMS* é um software de análise cinemática e dinâmica de mult corpos e tem como objetivo auxiliar no estudo cinemático e dinâmico de mecanismos. O software é destinado à criação de projetos na área automobilística, auxiliando usuários no desenvolvimento de protótipos virtuais de subsistemas veiculares.

Entende-se por subsistemas a suspensão dianteira e traseira, sistema de direção, sistema de freios, motor/transmissão e chassi. O veículo completo surgirá com a consideração de todos esses subsistemas juntos (SILVA e NUNES, 2014, pág. 12).

Silva e Nunes (2014) complementam que, a utilização do software permite determinar a distribuição de esforços gerados por meio de uma ação de um sistema por efeito de determinadas condições de funcionamento.

2.7 SOLIDWORKS

De acordo Tavares e Fonseca (2014), o *software SolidWorks* é uma ferramenta de projeto que utiliza a modelação paramétrica de sólidos, baseada nas características e propriedades de cada elemento e ação, sendo possível alterá-las em qualquer altura do processo de modelação.

Há três etapas distintas na execução de um projeto no *SolidWorks*. A primeira consiste em várias peças (*parts*), a montagem (*assembly*) é a segunda e a terceira é a criação de vistas (*drawing*) das várias peças e da montagem.

2.8 MECANISMOS

Conforme Norton (2009), mecanismo é um dispositivo que transforma um movimento qualquer em um movimento padrão e desejado. Geralmente desenvolve forças de baixa intensidade e transmite pouca potência.

Norton (2009) *apud* Hunt define mecanismo com um meio de transmitir, controlar ou limitar um movimento relativo.

Para Norton (2009), mecanismos se pouco carregados e com baixas velocidades de funcionamento, podem ser tratados como dispositivos cinemáticos. O mesmo autor define cinemática como o estudo do movimento, desconsiderando as forças que o causaram.

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

Metodologia segundo Marconi e Lakatos (2010) é a forma de estudo utilizada para definir o caminho a ser percorrido e as melhores técnicas a serem empregadas.

A suspensão veicular, além de isolar a estrutura e os passageiros das perturbações geradas pelas irregularidades dos terrenos percorridos, diminui a transmissão dos esforços decorrentes das manobras de direção. Nos veículos *off Road*, que trafegam geralmente em terrenos irregulares, a suspensão é submetida a esforços e freqüências maiores do que quando se trafega em terreno pavimentado. Para obter bom desempenho e suportar cargas e freqüências elevadas, a geometria da suspensão de veículos *off Road* é uma característica tão ou mais importante do que os próprios materiais empregados na sua fabricação.

Em situação de competição entre veículos *off Road* em terreno irregular, onde alterna-se intensidade de irregularidades e velocidade do veículo, a suspensão é submetida a esforços e freqüências ainda maiores. Para ser competitivo e seguro, um veículo *off Road* de competição deve possuir suspensão com parâmetros geométricos que atendam as necessidades de uso normal e também garantam a estabilidade e a dirigibilidade do veículo em altas velocidades. Considerando-se que este trabalho está direcionado para a suspensão de veículo *off Road* de competição, determinou-se como objetivo principal a definição de valores dos parâmetros geométricos de uma suspensão do tipo duplo-A com base em resultados demonstrados através de análise virtual, com a finalidade de garantir o melhor desempenho do veículo em pista de competição.

Para desenvolver a análise virtual, realizou-se inicialmente, uma coleta de dados em bibliografias diversas com a finalidade de proporcionar ao autor do trabalho, uma visão geral sobre suspensão veicular. Na seqüência, identificou-se também em bibliografias, tipos de parâmetros geométricos e seus respectivos valores, parâmetros estes, empregados em projeto de suspensão veicular.

Tornou-se necessário em função do problema, empregar a metodologia experimental, que Marconi e Lakatos (2010), definem como sendo uma pesquisa

que permite modificar e testar valores de variáveis independentes, para assim analisar as causas e seus respectivos efeitos, nas variáveis dependentes.

Simulações virtuais foram realizadas com o auxílio de um programa computacional denominado MSC ADAMS CAR, escolhido entre outros programas disponíveis por possibilitar as análises necessárias e identificar o comportamento da suspensão veicular em diferentes composições de valores de parâmetros. Inicialmente definiu-se os valores das variáveis independentes: ângulos de inclinação de camber, de caster e do pino mestre. Variando-se estes valores, observou-se o comportamento das variáveis dependentes: *anti-dive*, o centro de rolagem, o raio de deslizamento e a convergência.

A definição dos parâmetros geométricos ideais para o veículo do tipo BAJA SAE da equipe Hidro Baja FAHOR ocorreu a partir do cruzamento e da análise dos resultados apresentados por 216 análises virtuais realizadas. A situação que apresentou a menor variação nos valores dos parâmetros durante o deslocamento (curso) da suspensão foi à análise de número 199. Segundo especialistas na área, situações que apresentam a menor variação nos valores dos parâmetros, constituem as suspensões mais eficientes.

3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para o desenvolvimento do presente trabalho foram utilizados livros e softwares (programas computacionais), que constituem os principais materiais utilizados e um Notebook, que constitui o equipamento principal.

As principais bibliografias utilizadas na pesquisa foram:

- Race car vehicle dynamics / William F. Milliken, Douglas L. Milliken;
- Fundamentals of Vehicle Dynamics/ Thomas D. Gillespie;
- Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas/ Lauro Cesar Nicolazzi, Edison da Rosa, Longuinho da Costa Machado Leal;

Os softwares empregados foram:

- Microsoft Word, versão 2007;
- Microsoft Excel, versão 2007;
- *SolidWorks*, versão 2015;
- MSC ADAMS CAR, versão 2015.

O Notebook empregado para a execução do trabalho é de marca Acer, modelo Aspire E1-472G-6844.

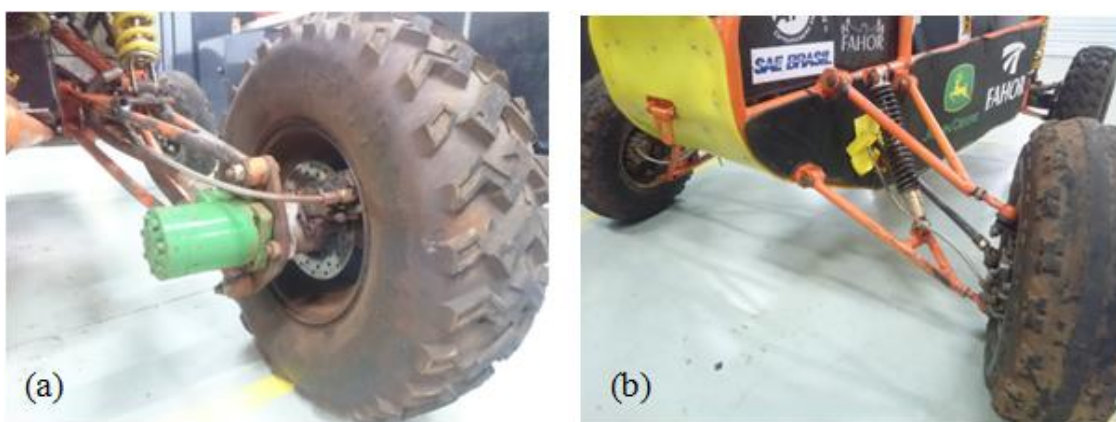
Os livros e os softwares utilizados foram selecionados de acordo com as necessidades que o trabalho apresentou durante seu desenvolvimento e o Notebook é de propriedade particular do autor do trabalho.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

A Faculdade Horizontina possui duas equipes de veículos *Off Road* do tipo BAJA: a Equipe Sinuelo FAHOR, existente desde 2007 e a Equipe Hidro Baja, criada em 2013. O veículo projetado e fabricado pela Equipe Hidro Baja (Figura 22) apresentou logo em seus primeiros testes diversos problemas, sendo a ineficiência da transmissão e da suspensão, os problemas mais graves.

Figura 21 - Fotografias do veículo projetado e fabricado pela Equipe Hidro Baja:

(a) Transmissão, (b) Suspensão Dianteira.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A deficiência na transmissão do veículo foi solucionada através de ajustes na relação de transmissão entre o eixo do motor e o eixo da bomba hidráulica.

A suspensão do veículo, nos primeiros testes, apresentou-se ineficiente tanto em nível de desempenho quanto em nível de dirigibilidade e estabilidade. Para atuar na solução dos problemas ocorridos na suspensão, optou-se por realizar um trabalho focado exclusivamente nestes problemas. Decidiu-se executar um estudo teórico profundo e detalhado sobre o tema suspensão de veículos *off Road*, delimitando-o na definição dos parâmetros geométricos de uma suspensão veicular do tipo duplo-A.

Através de pesquisa bibliográfica, conheceu-se alguns dos tipos de suspensão existentes, as principais variáveis envolvidas em um projeto de suspensão veicular, os ângulos característicos, os problemas mais comuns e as possíveis formas de solução. A pesquisa também gerou conhecimentos sobre simulações virtuais empregadas a suspensões veiculares. Diversos programas

computacionais aplicados a simulações foram encontrados e analisados e o MSC ADAMS CAR foi o selecionado por possibilitar realizar as análises necessárias.

4.1 VARIÁVEIS INDEPENDENTES

Para a preparação das análises virtuais, definiu-se como base, valores mencionados na revisão da literatura. Para o ângulo de inclinação do pino mestre (*King Pin*), atribuiu-se a variação entre 10° e 15°, distribuídos em seis faixas (10, 11, 12, 13, 14 e 15°). A partir de cada valor do ângulo de inclinação do pino mestre, definiram-se os valores das variáveis ângulo de camber e de caster, organizados conforme o Quadro 1.

Quadro 1 - Variáveis independentes, definidas a partir da literatura pesquisada.

King Pin	Camber	Caster
10°	-0,2°	8°
11°	-0,4°	8,8°
12°	-0,6°	9,6°
13°	-0,8°	10,4°
14°	-1,0°	11,2°
15°	-1,2°	12°

Fonte: Elaborado pelo autor.

Fazendo o cruzamento de todos os valores das variáveis independentes, obteve-se 216 combinações ($6 \times 6 \times 6 = 216$), analisadas individualmente e apresentadas no Apêndice A.

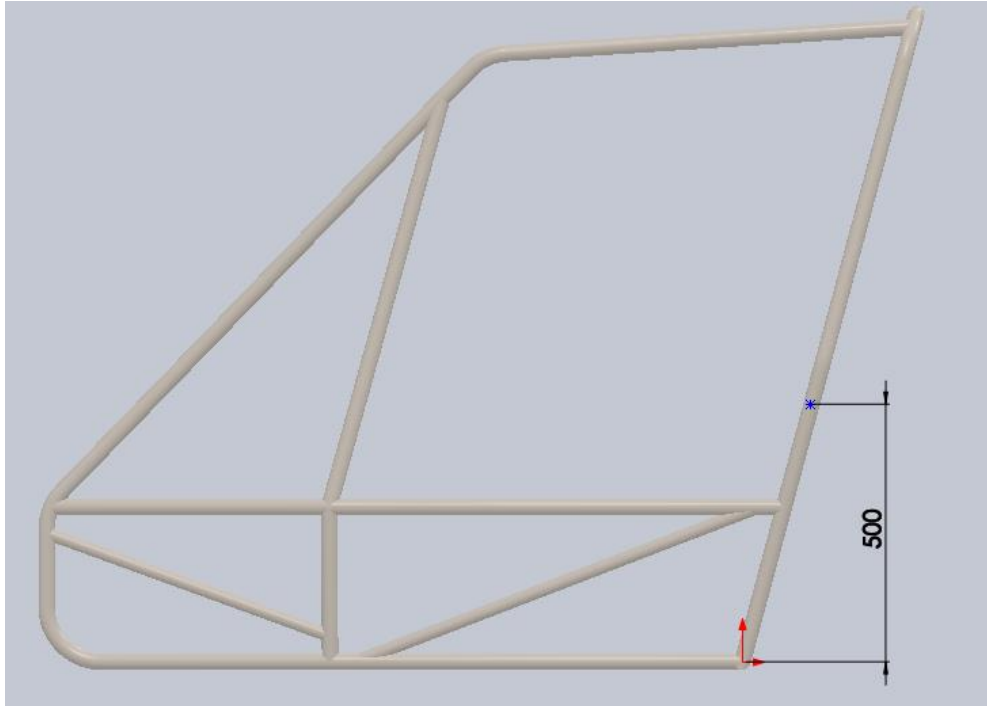
4.2 PARÂMETROS DE PROJETO

Também como etapa de preparação das análises, foi necessário estipular alguns parâmetros: a altura do centro de gravidade (CG), a largura total do veículo e a altura do solo até o chassi (vão livre). Para isso, consultou-se os pré-requisitos de um veículo do tipo BAJA SAE.

Por tratar-se de um veículo com sistema de transmissão hidráulica e estando o seu reservatório de óleo localizado acima do sistema de força (motor a combustão,

bomba hidráulica e motores hidráulicos), definiu-se 500 mm à distância (altura) entre o centro de gravidade CG e a extremidade inferior do chassi (Figura 23).

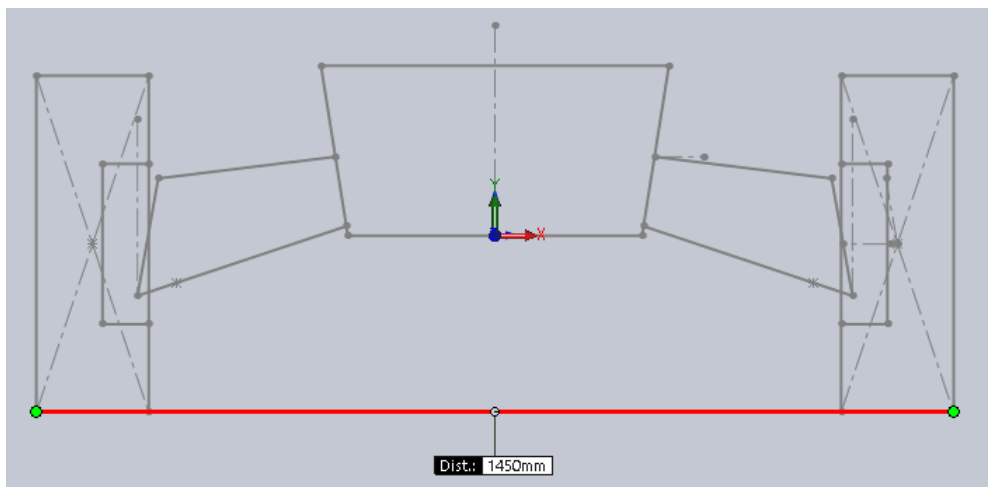
Figura 22 – Imagem da vista lateral do chassi do veículo Hidro Baja FAHOR.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para o segundo parâmetro, largura total do veículo (Figura 24), atribuiu-se 1450 mm, valor este, abaixo do limite máximo atribuído para veículos do tipo BAJA SAE.

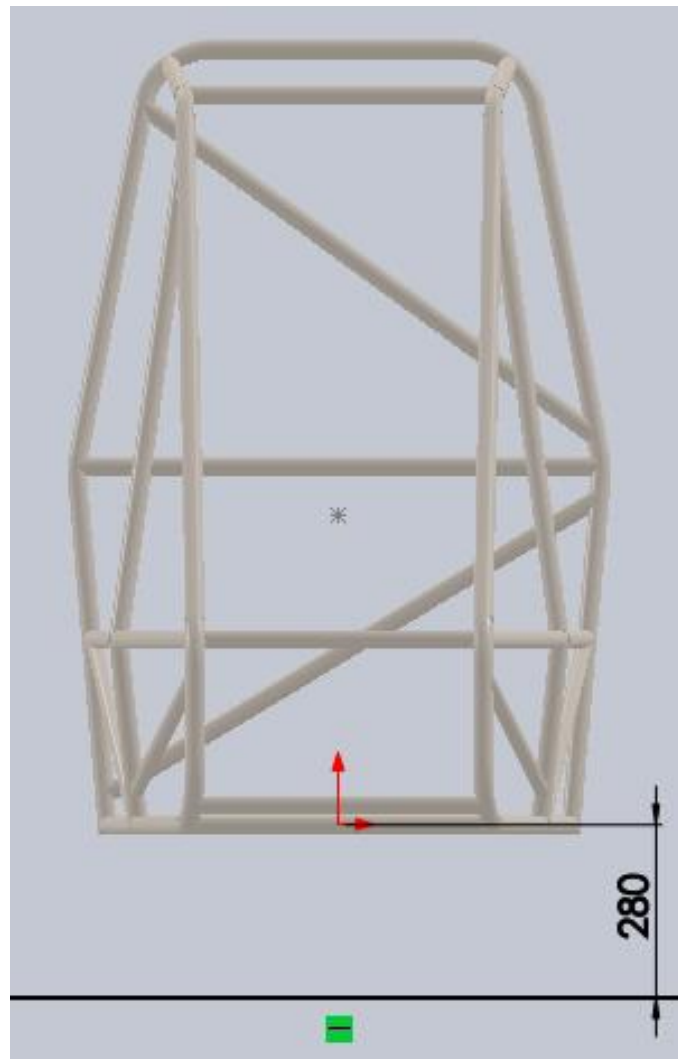
Figura 23 – Imagem da representação esquemática do veículo Hidro Baja FAHOR.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para o terceiro parâmetro, altura do solo ao chassi (vão livre), atribuiu-se o valor 280 mm (Figura 25), definido levando-se em consideração os obstáculos enfrentados por esse tipo de veículo e também devido à inclinação dos braços da suspensão.

Figura 24 – Imagem da vista frontal do chassi do veículo Hidro Baja FAHOR.



Fonte: Elaborado pelo autor.

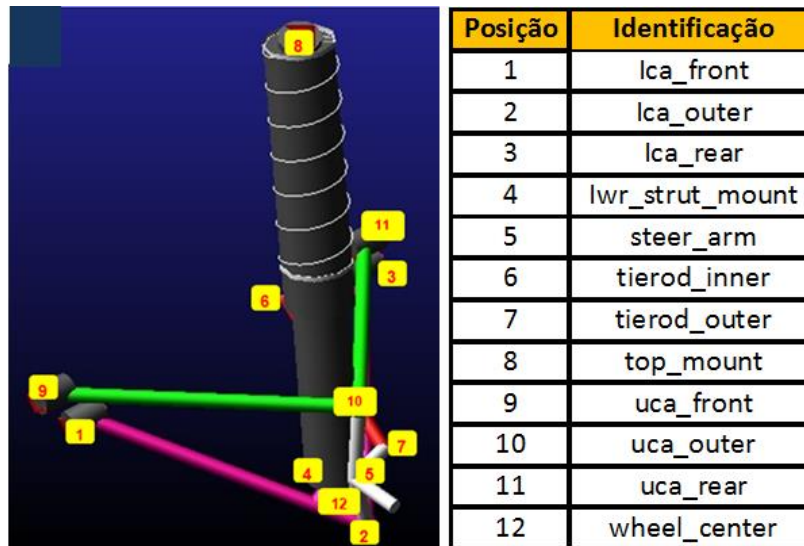
Com os parâmetros de projeto definidos, deu-se início no modelamento virtual da suspensão no software *Adams/car*.

4.3 MODELO VIRTUAL DA SUSPENSÃO

Para o modelamento virtual da suspensão, definiu-se a quantidade e o nome dos pontos no espaço (*hardpoints*) a serem usados no projeto virtual. Foram criados

12 *hardpoints* (Figura 26) sendo que cada *hardpoint* representa um ponto específico da suspensão.

Figura 25 – Imagem ilustrando a definição dos *hardpoints* para a suspensão dianteira do veículo Hidro Baja.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir da definição dos parâmetros iniciais de projeto e da definição dos *hardpoints* a serem criados, foram criados no *SolidWorks* esboços da vista lateral e frontal da suspensão dianteira, com a finalidade de auxiliar na coleta de medidas (posições dos *hardpoints*) para a construção do modelo virtual no *Adams Car*.

O sistema de coordenadas do *SolidWorks* difere do sistema do *Adams Car* e foi necessário converter as coordenadas a aplicar nas simulações (Quadro 2).

Quadro 2 - Sistemas de coordenadas *Adams/car* - *SolidWorks*.

<i>Adams/Car</i>	<i>SolidWorks</i>
x	-z
y	-x
z	y

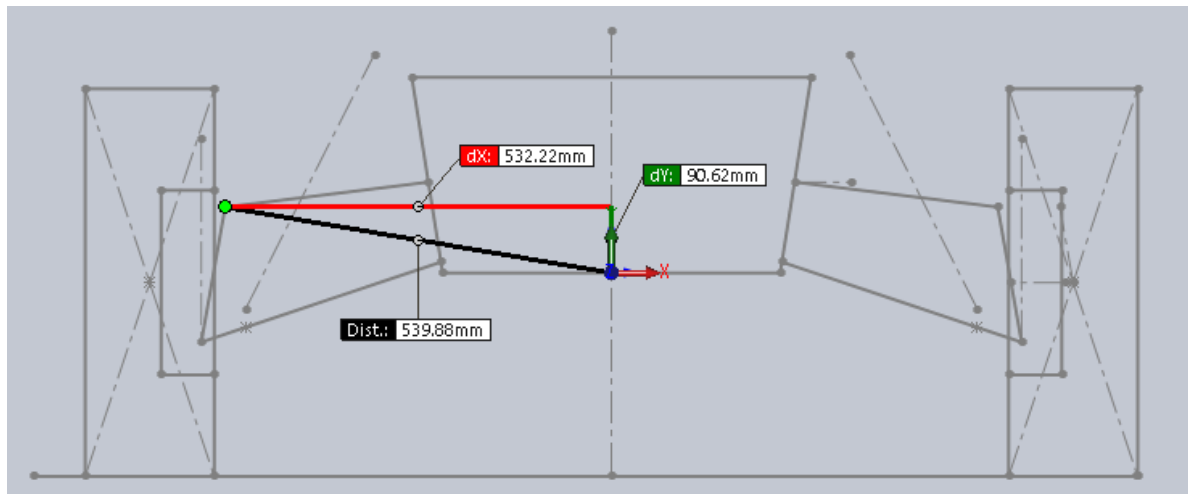
Fonte: Elaborado pelo autor.

A diferença principal entre os sistemas de coordenadas do *SolidWorks* e do *Adams/car* está na denominação e na direção dos eixos x, y e z.

4.3.1 Exemplo de coleta de medidas

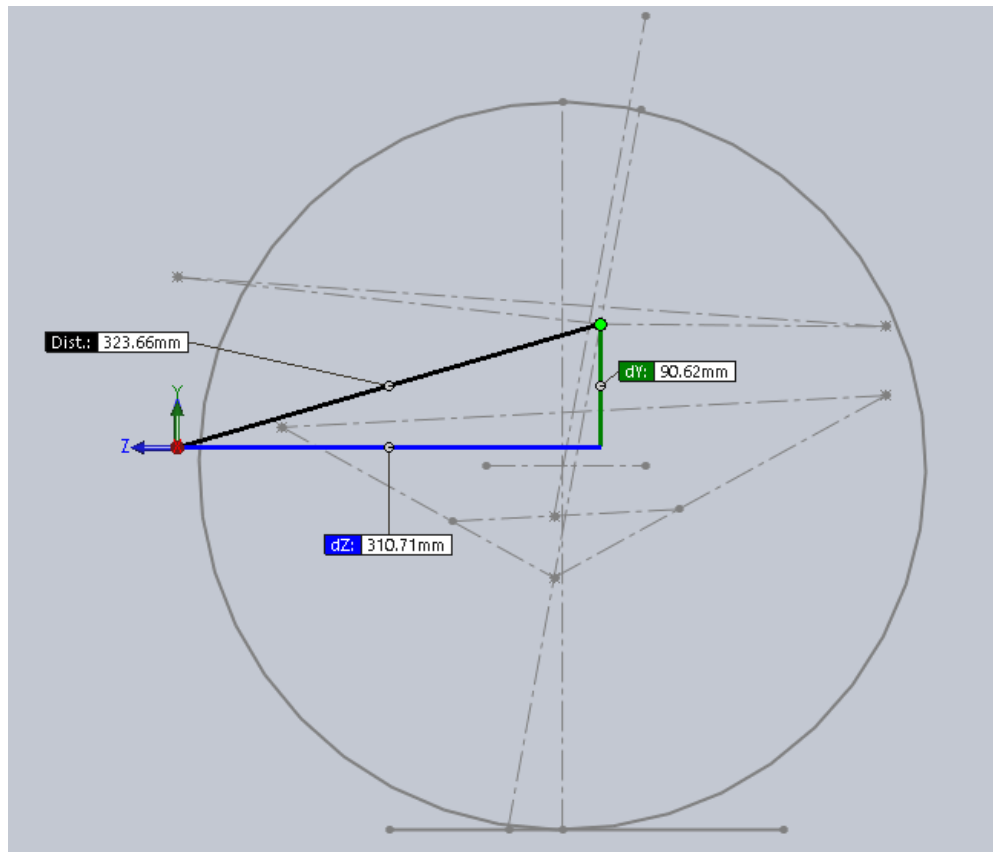
Todas as medidas coletadas no *SolidWorks* foram tomadas a partir do centro do chassi (origem) até o *hardpoint* em questão, com o propósito de obter as posições nas coordenadas x, y e z. O levantamento das posições foi realizado no mesmo ponto da suspensão, tanto na vista frontal como na vista lateral. As Figuras 27 e 28 ilustram um exemplo de coleta de medidas referente às posições nas duas vistas do *hardpoint uca_outer*.

Figura 26 - Representação esquemática da vista frontal do *hardpoint uca_outer*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 27 - Representação esquemática da vista lateral do *hardpoint uca_outer*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As medidas coletadas no *SolidWorks* e convertidas para o sistema de coordenadas do *Adams/car* (Quadro 3), correspondem a posição do *hardpoint* em questão no espaço, medidas estas consideradas em relação a origem do sistema exemplificado no programa *Adams/car*.

Quadro 3 - Conversão de medidas *SolidWorks* - *Adams/car* para o *hardpoint uca_outer*.

Conversão de medidas <i>hardpoint uca_outer</i>			
	x	y	z
<i>SolidWorks</i>	-532.22	90.62	-294.76
<i>Adams/car</i>	294.76	532.22	90.62

Fonte: Elaborado pelo autor.

Este procedimento de conversão de medidas do *SolidWorks* para o *Adams/car* ocorreu também para os demais *hardpoints* que fizeram parte do projeto desta suspensão.

4.3.2 Construção do *template*

Para a criação do *template* da suspensão, utilizou-se como referência os valores das variáveis independentes da Combinação 001, conforme mostrado no Quadro 4.

Quadro 4 - Variáveis independentes da Combinação 001.

	Camber	Caster	King Pin
Combinação 001	-0,2°	8°	10°

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para esta configuração, utilizou-se os valores de medidas (posições) dos *hardpoints* que estão descritos no Quadro 5.

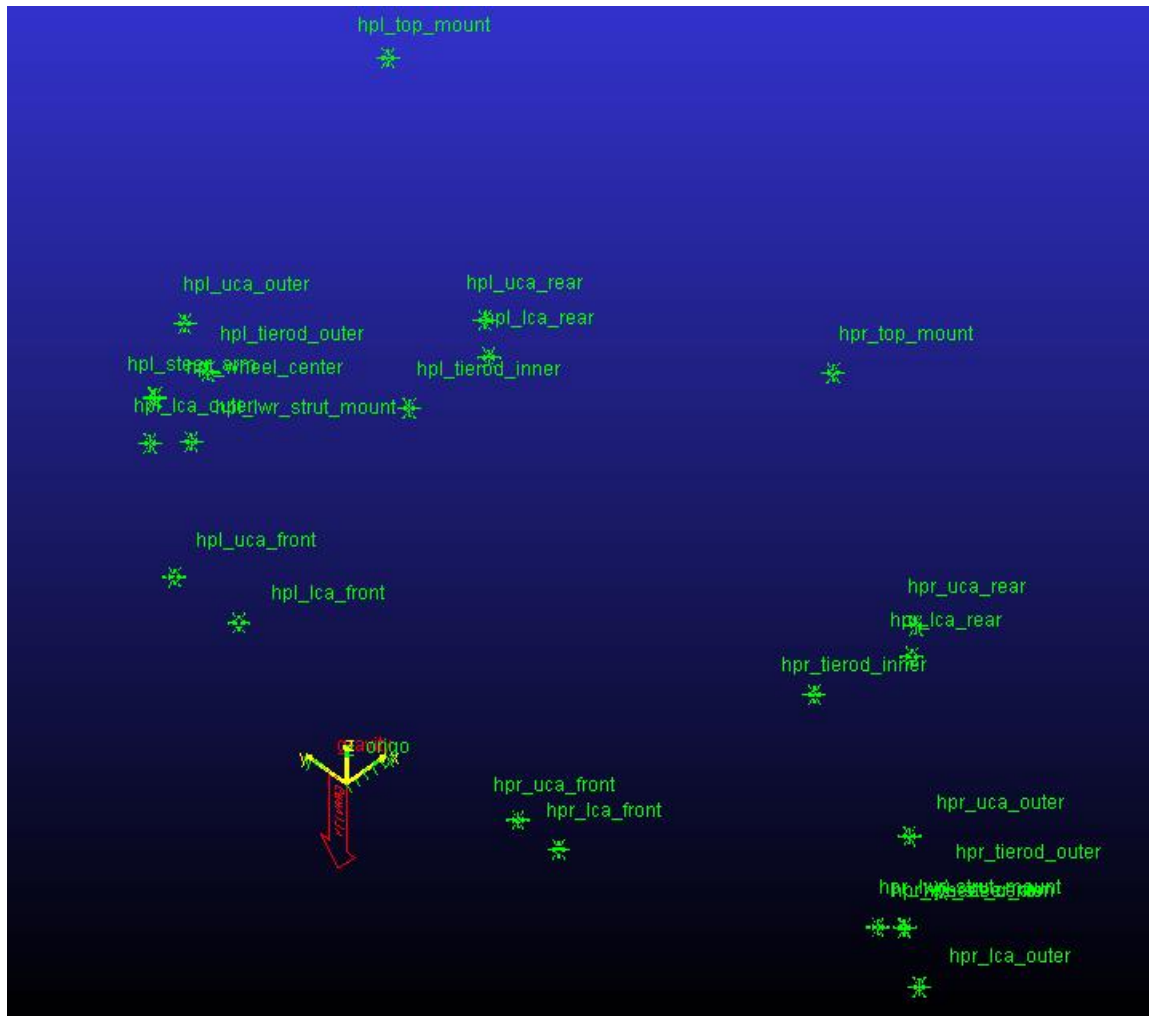
Quadro 5 - Valores de medidas (posições) dos *hardpoints* da Combinação 001.

<i>Hardpoints</i>	x	y	z
lca_front	77.02	234.87	15.0
lca_outer	276.59	565.0	-95.3
lca_rear	520.0	310.76	38.22
lwr_strut_mount	276.59	504.24	-50.0
steer_arm	269.69	550.54	-12.8
tierod_inner	390.0	297.53	65.0
tierod_outer	335.0	538.54	-12.8
top_mount	388.16	327.05	560.17
uca_front	0.0	252.23	125.0
uca_outer	294.76	532.22	90.62
uca_rear	520.0	316.69	88.64
wheel_center	268.69	550.54	-13.3

Fonte: Elaborado pelo autor.

O próximo passo foi à transferência das medidas (posições) para o *Adams/car* e como resultado desta migração, obteve-se os diversos pontos no espaço, ilustrados na Figura 29.

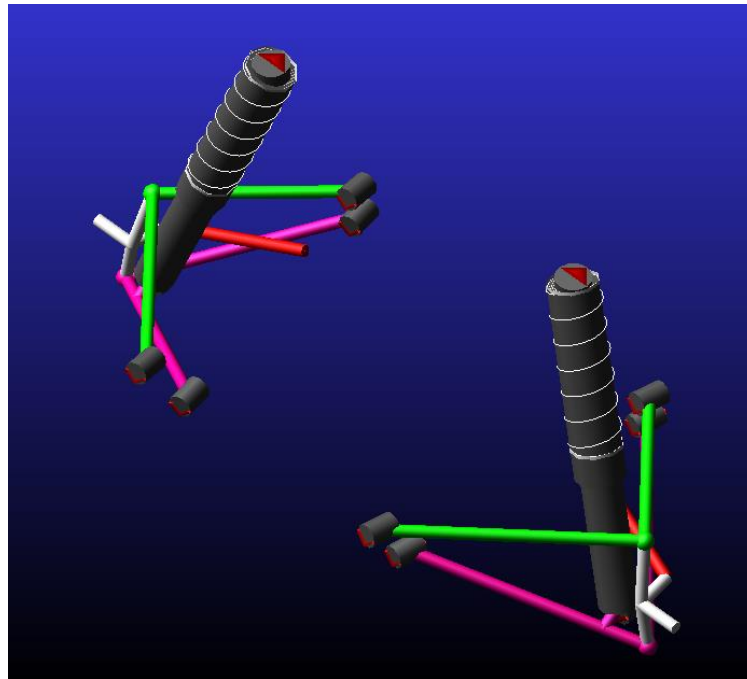
Figura 28 – Imagem dos *Hardpoints* criados no *Adams/car*.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com os *hardpoints* criados e distribuídos no espaço, a próxima etapa foi modelar a suspensão, interligando os *hardpoints*. Através da interligação dos *hardpoints* é possível escolher o perfil, a dimensão, o material e a cor da suspensão a ser modelada, constituindo-se assim o *template* da suspensão dianteira, ilustrado na Figura 30.

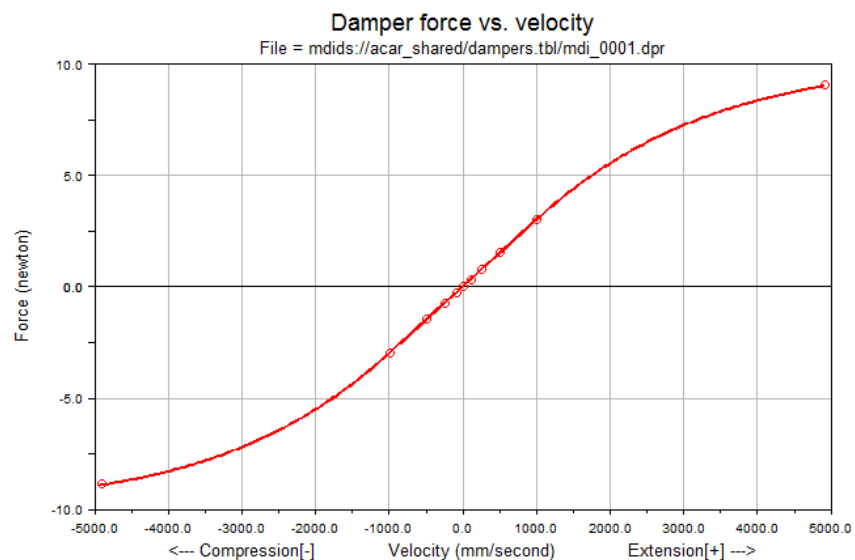
Figura 29 – Imagem do *Template* da suspensão dianteira.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com relação ao amortecedor, adotou-se para fins de estudo, a curva de força x velocidade, fornecidas pelo software *Adams/car*, de acordo com o Gráfico 1.

Gráfico 1 - Curva característica do amortecedor.



Fonte: Print screen parcial da tela do software *Adams car*.

Com o *template* da suspensão concluído, foi possível executar as simulações das análises, variando somente os valores das medidas (posições dos *hardpoints*), de modo que atenda as 216 combinações.

4.4 COMBINAÇÃO 199

Dentre as 216 combinações executadas e analisadas, a que se destacou apresentando os melhores resultados relacionados ao desempenho foi a Combinação 199 (Quadro 6). A combinação entre $-1,2^\circ$ do ângulo de camber, $10,4^\circ$ do ângulo de caster e 10° do ângulo de inclinação do pino mestre (*King Pin*) apresentou a menor variação nos valores dos parâmetros durante o deslocamento (curso) da suspensão e tendo os valores dentro da faixa especificada nas literaturas.

Quadro 6 - Variáveis independentes da Combinação 199.

	Camber	Caster	King Pin
Combinação 199	$-1,2^\circ$	$10,4^\circ$	10°

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Quadro 7 apresenta as medidas (posições dos *hardpoints*) usados para o desenvolvimento da combinação 199, medidas estas já convertidas para o sistema de coordenadas do *Adams/car*.

Quadro 7 - Medidas dos *hardpoints* da combinação 199.

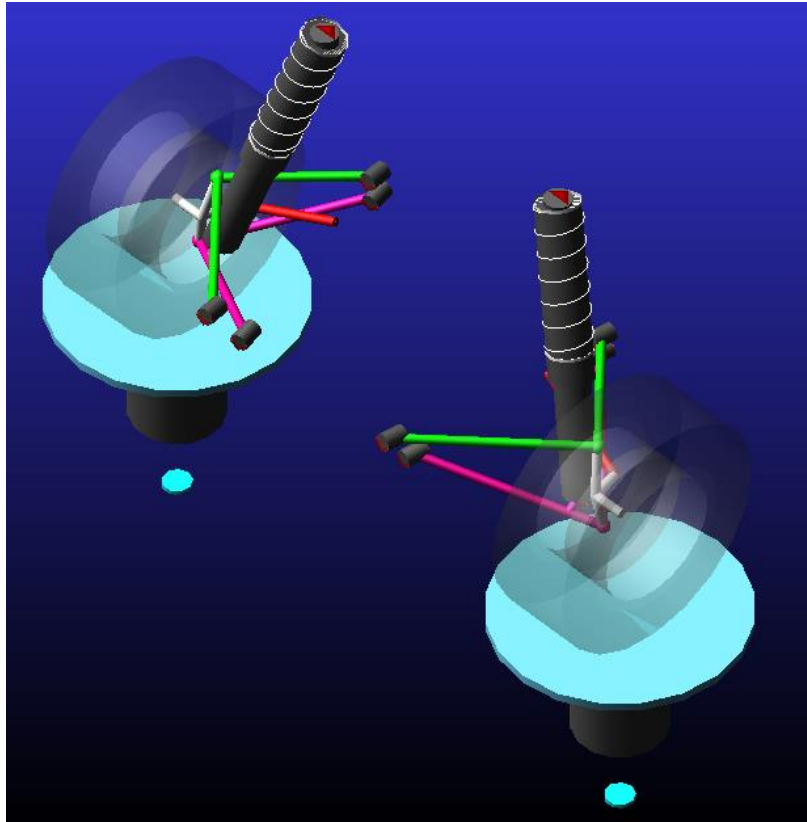
Hardpoints	x	y	z
lca_front	77.02	234.87	15.0
lca_outer	276.59	565.0	-95.3
lca_rear	520.0	310.76	38.22
lwr_strut_mount	276.59	504.24	-50.0
steer_arm	269.69	550.54	-12.8
tierod_inner	390.0	297.53	65.0
tierod_outer	335.0	538.54	-12.8
top_mount	388.16	327.05	560.17
uca_front	0.0	252.23	125.0
uca_outer	294.76	532.22	90.62
uca_rear	520.0	316.69	88.64
wheel_center	268.69	550.54	-13.3

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para que fosse possível a realização da análise, tornou-se necessário a criação de um *Subsystem* a partir do *Template* já criado, procedimento este executado nas 216 combinações. Com o *Subsystem* torna-se possível alterar a posição dos *hardpoints* de modo que atenda as variações de ângulos nas diversas análises desenvolvidas.

Para realizar as simulações, foi necessário a criação de um *Assembly* (Figura 31) a partir do *Subsystem* citado anteriormente.

Figura 30 – Imagem do *Assembly* da suspensão dianteira.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Com o *Assembly* tornou-se possível a definição de parâmetros importantes em um projeto de suspensão, como: raio do pneu, massa da roda, massa suspensa do veículo, altura do CG, distância entre eixos, relação de transmissão e a relação de frenagem.

Para o veículo da Equipe Hidro Baja definiu-se:

- O raio do pneu = 266,7 mm;
- A massa da roda = 3,35 Kg;
- A massa suspensa do veículo = 255 Kg;
- A altura do CG = 500 mm;
- A distância entre eixos = 1500 mm;
- A relação de transmissão = 100% na parte traseira do veículo;
- A relação de frenagem = 60% nas rodas dianteiras e 40% nas rodas traseiras do veículo.

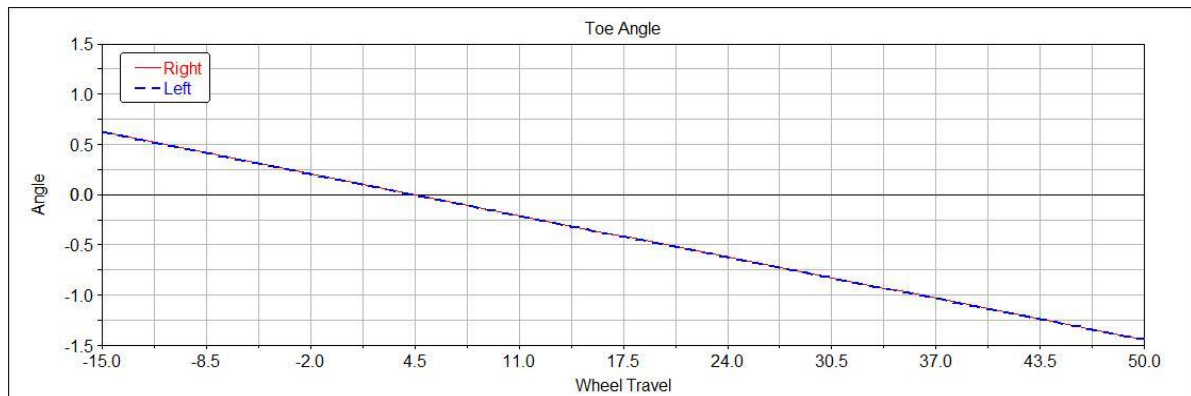
A ultima etapa consistiu na definição do curso da suspensão, onde definiu-se como o *bump* do amortecedor = a 50 mm e o *rebound* = a 15 mm. A definição foi restringida a esses valores para não haver variação excessiva na altura do centro de rolagem devido ao movimento dos braços da suspensão e também para impedir colisões da parte inferior do veículo com o solo.

4.5 ANÁLISE GRÁFICA DA COMBINAÇÃO 199

Adotou-se como critério e sequência de análise dos gráficos gerados, o comportamento da suspensão durante seu curso (*bump* e *rebound*), as variáveis dependentes (convergência, altura do centro de rolagem, raio de deslizamento e anti-dive) e a variável independente (ângulo de camber).

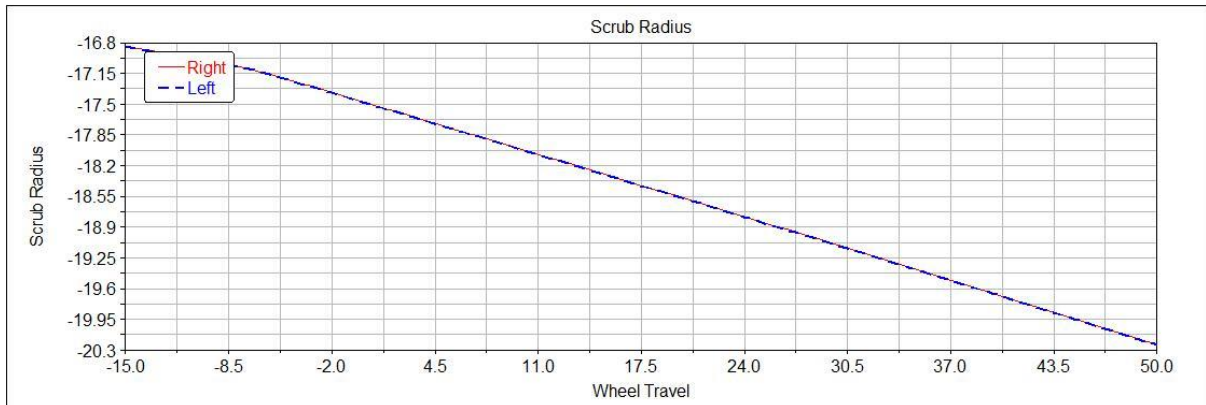
O resultado para a convergência apresentado no Gráfico 2 não pode ser considerado como a melhor situação a ser empregada sem antes realizar um estudo aprofundado no sistema de direção do veículo. Dentre as análises realizadas, esta foi a que apresentou a menor variação do ângulo durante o curso da suspensão, fato considerado positivo.

Gráfico 2 - Convergência das rodas dianteiras do veículo.



Fonte: Elaborado pelo autor.

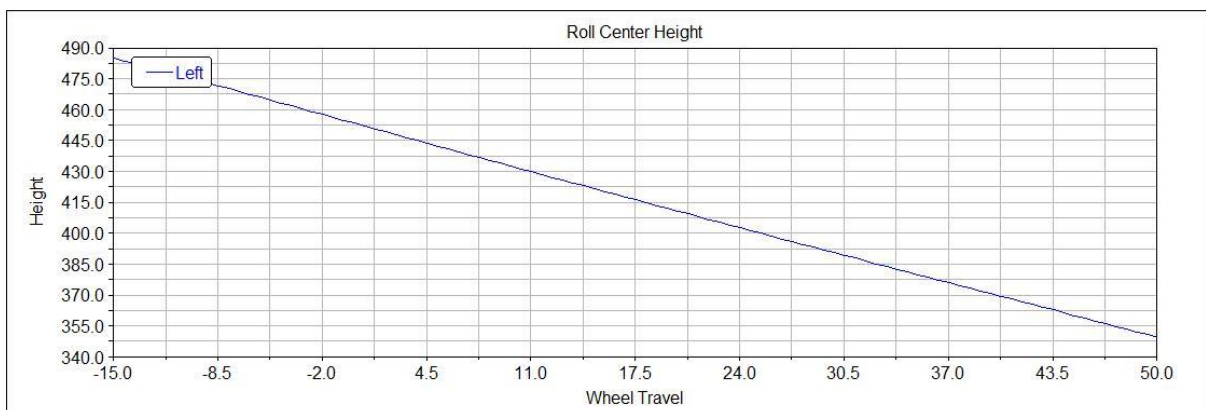
Em virtude do valor de 10° do ângulo de inclinação do pino mestre (*King Pin*) e da configuração das bandejas da suspensão em estudo, o valor do raio de deslizamento (*Scrub Radius*) tornou-se negativo em todo o curso da suspensão, conforme ilustrado no Gráfico 3. Neste caso, se o freio da roda dianteira falhar e somente uma das rodas travar, o veículo tenderá a manter a trajetória devido a alavanca de força criada pelo *Scrub Radius* negativo.

Gráfico 3 - *Scrub Radius*.

Fonte: Elaborado pelo autor.

A variação altura do centro de rolagem durante o curso da suspensão permaneceu próxima ao Centro de Gravidade (CG), conforme ilustrado no Gráfico 4. O que torna favorável para o veículo, garantindo uma maior estabilidade do veículo em curvas, evitando assim o efeito *jacking*. Devido a configuração geométrica dos braços da suspensão desenvolvida, este modelo de suspensão resultou em características sobre-esterçante, o que segundo Franceschi (2014) define como a tendência do veículo em sair de traseira nas curvas, o que torna favorável para veículos *off Road*.

Gráfico 4 - Altura do centro de rolagem.

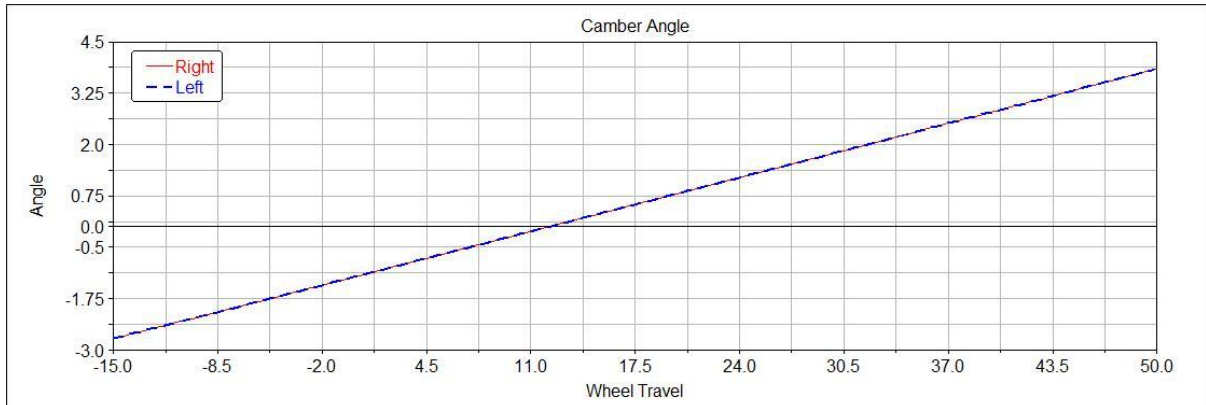


Fonte: Elaborado pelo autor.

O ângulo de *camber* apresentou uma grande variação durante o curso da suspensão, conforme ilustrado no Gráfico 5. O que resulta na possível perda de estabilidade em curvas devido à diminuição da região de contato dos pneus com o solo. Este parâmetro conforme Merling (2007) deverá ser corrigido durante o estudo

o sistema da direção, de modo a garantir o mínimo de variação durante o curso da suspensão.

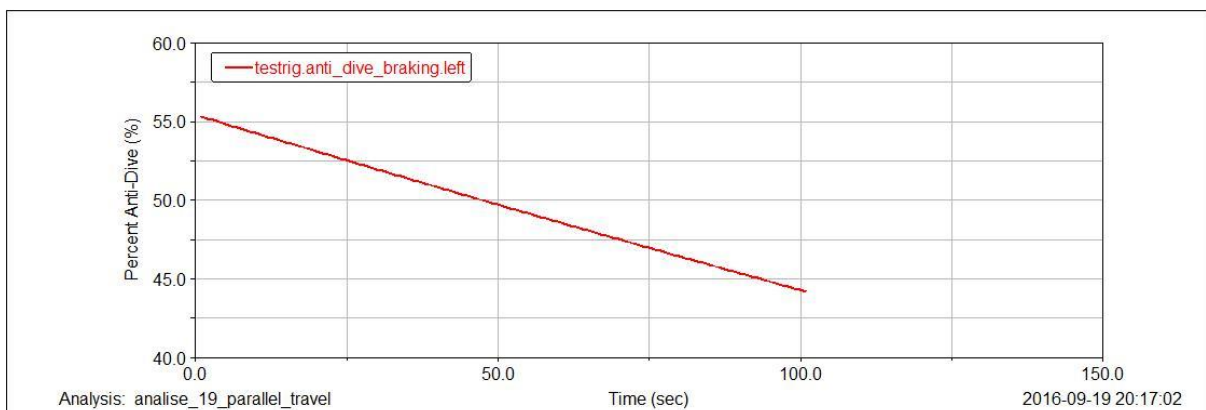
Gráfico 5 - Variação do ângulo de camber nas rodas dianteiras.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A geometria *anti-dive* resultou em um valor muito satisfatório nesta análise, valor este possível somente devido à forma geométrica de construção definida para esta suspensão. O resultado apresentado (Gráfico 6) para este parâmetro é favorável para a suspensão em estudo, devido este, dificultar a derrapagem das rodas dianteiras do veículo nas frenagens.

Gráfico 6 - *Anti-dive* da suspensão da suspensão dianteira.



Fonte: Elaborado pelo autor.

As análises apresentadas demonstram o comportamento dos parâmetros geométricos da suspensão através das variações de valores dos ângulos das variáveis independentes. Estas análises não levaram em consideração fatores como

o coeficiente de deformação do pneu, freqüências naturais envolvidas no sistema e parâmetros empregados em um projeto de direção veicular.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho buscou solucionar problemas ocorridos na suspensão dianteira do veículo da Equipe Hidro Baja FAHOR. Procurou-se garantir através da definição de parâmetros geométricos da suspensão dianteira ideais, o melhor desempenho possível ao veículo, de modo que atendam as necessidades da equipe. O veículo foi projetado e fabricado especificamente para participar em competições de BAJA SAE, onde devido as irregularidades existentes nos terrenos, o veículo deve garantir que haja estabilidade em curvas, resistência ao rebaixamento frontal durante frenagens e garantir desempenho em pistas onde alterna-se entre baixas e altas velocidades, características estas que não foram atendidas devido à ineficiência da suspensão dianteira.

Através da revisão da literatura foi possível compreender os problemas da suspensão, conhecer e analisar os conceitos relacionados à geometria da suspensão veicular, identificar valores de parâmetros geométricos recomendados para suspensão de veículos *off Road* e conhecer os requisitos estabelecidos na norma SAE para veículos do tipo BAJA.

A definição dos parâmetros geométricos ideais para o veículo do tipo BAJA SAE da equipe Hidro Baja FAHOR ocorreu a partir do cruzamento e da análise dos resultados apresentados por 216 análises virtuais realizadas. A situação que apresentou a menor variação nos valores dos parâmetros durante o deslocamento (curso) da suspensão foi à análise de número 199. Segundo especialistas na área, situações que apresentam a menor variação nos valores dos parâmetros, constituem as suspensões mais eficientes.

A partir da prática da realização das modelagens e simulações virtuais é possível afirmar que a validação de um projeto empregando o *software Adams/car* é rápida e eficaz, especialmente em relação ao comportamento da suspensão em estudo.

Este trabalho é colocado a disposição para consulta também como método de análise a ser empregado e torna-se importante para a Equipe Hidro Baja FAHOR na medida em que servirá de referência para estudos e soluções relativas a desempenho de suspensão dianteira de veículo BAJA SAE.

Para o acadêmico, o estudo gerou conhecimentos significativos sobre suspensão veicular e seus parâmetros geométricos e desenvolveu habilidades relativas à simulação virtual de suspensão veicular do tipo duplo-A.

Considerando-se que as análises deste trabalho foram realizadas desconsiderando-se: o comportamento dinâmico do veículo; as frequências naturais envolvidas no sistema; o coeficiente de deformação do pneu; a carga real do amortecedor e a geometria de direção do veículo, sugere-se para trabalho futuro novos estudos que, considerando-se os fatores citados, os resultados em termos de desempenho da suspensão dianteira do veículo da equipe Hidro Baja FAHOR serão ainda melhores.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABREU, M. F. Y; *et al.* **Sistema de suspensão veicular otimizado por meio de um controle eletromecânico do conjunto mola e amortecedor.** [artigo científico].

Disponível em: <<http://www.aedb.br/wp-content/uploads/2015/05/322275.pdf>>.

Acesso em: 26 abr. 2016.

ALMEIDA, D. de A. **Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão Duplo A.** 2012. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, 2012. Disponível em:

<http://bdm.unb.br/bitstream/10483/4137/1/2012_DanieldeAraujoAlmeida.pdf>.

Acesso em: 14 set. 2016.

ALVES, A. B. **Sistema para aferição de inclinação em veículos off-road.** 2006.

Monografia (Graduação em Engenharia da Computação) – Centro Universitário Positivo, Curitiba, 2006. Disponível em: <<http://www.up.edu.br/blogs/engenharia-da-computacao/wp-content/uploads/sites/6/2015/06/2006.2.pdf>>. Acesso em: 7 abr. 2016.

BAPTISTA, S. P. R. **Estudo e desenvolvimento da suspensão de um automóvel desportivo.** 2013. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto. 2013. Disponível em:

https://sigarra.up.pt/feup/pt/ESTAGIOS_ALUNOS.ENTRADA?p_aluno_id=112811>.

Acesso em: 17 mar. 2016.

BRANCO, D. B. M. C. **Análise de desempenho da suspensão e conforto de um veículo fora de estrada do tipo baja SAE.** 2014. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <http://www.cefet-rj.br/attachments/article/2943/An%C3%A1lise_Desempenho_e_Conforto_Ve%C3%A9culo_Fora_Estrada_Tipo_Baja_SAE.pdf>. Acesso em: 27 jun. 2016.

CARVALHO, R. O. de. **Dimensionamento de suspensões veiculares para isolamento de vibrações excitadas pela via.** 2011. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2011. Disponível em:

<http://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/118584/carvalho_ro_tcc_guara.pdf?sequence=1>. Acesso em: 23 mar. 2016.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO (Contran). **Resolução N° 540 de 15 de Julho de 2015.** Dispõe sobre o conjunto roda e pneu sobressalente de uso temporário e sistemas alternativos. Disponível em:

<<https://www.legisweb.com.br/legislacao/?id=287076>>. Acesso em: 26 jun. 2016.

DIANIN, S. **Project cars #97: a história dos Baja SAE da equipe Baja Cataratas**. 18 jun. 2014. Disponível em: <<http://www.flatout.com.br/project-cars-97-historia-dos-baja-sae-da-equipe-baja-cataratas/>>. Acesso em: 27 jun. 2016.

ERTHAL, L. J. **Modelo cinestático para análise de rolagem em veículos**. 2010. Dissertação (Pós-graduação em engenharia mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2010. Disponível em: <<https://repositorio.ufsc.br/bitstream/handle/123456789/93976/280433.pdf?sequence=1&isAllowed=y>>. Acesso em: 18 jun. 2016.

FERNANDES, M. A. **Estudos em sistemas de direção veicular**. 2005. Tese (Mestrado em Engenharia Automotiva.) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005. Disponível em: <<http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM053/Bibliografia/direcao/%5BBR%5D%20-%20Dire%E7%E3o%20-%20Fernandes%20Marcelo.pdf>>. Acesso em: 24 jul. 2016.

FERREIRA, S. E. **A durabilidade da carroceria de um veículo de passeio simulada no laboratório**. 2011. Dissertação (Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2011. Disponível em: <http://www.bibliotecadigital.ufmg.br/dspace/bitstream/handle/1843/BUOS-8NWGJP/disserta__o_samuel_vers_o_final.pdf?sequence=1>. Acesso em: 17 jun. 2016.

FONSECA, O. J; TAVARES, M. J. **Introdução ao SolidWorks (I): Funcionalidades básicas**. 2014. Porto: FEUP, 2014. Publicação interna do GRANTE – Departamento de Engenharia Mecânica da FEUP. Disponível em: <<https://web.fe.up.pt/~tavares/ensino/CFAC/Downloads/Apontamentos/SolidWorks%20I.pdf>>. Acesso em: 04 dez. 2016.

FRANCESCHI, J. **Modelagem matemática da dinâmica funcional de uma Suspensão veicular dianteira do tipo “duplo A”**. 2014. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Regional Integrada do Alto Uruguai e das Missões, Erechim, 2014. Disponível em: <<http://ec2-107-21-65-169.compute-1.amazonaws.com/content/ABAAgXskAD/dinamica-funcional-suspensao-duplo-a>>. Acesso em: 19 mar. 2016.

GARCIA, J. **Dois Brusquenses no berço do off-Road**. 05 ago. 2015. Disponível em: <<http://www.4x4digital.com.br/dois-brusquenses-no-berco-do-off-road/>>. Acesso em: 9 abr. 2016.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.

JUNIOR, V. A. **Parametrização dos valores de geometria do sistema de suspensão de veículos de passageiros.** 2007. Tese (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007. Disponível em: <http://www.automotiva-poliusp.org/wp-content/uploads/2013/02/valdeck_almeida.pdf>. Acesso em: 22 mar. 2016.

LANDMANN, D. **Fahrwerksgeometrie eines formula Studentrennwagens.** 2007. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Eidgenössische Technische Hochschule Zürich. 2007. Zürich, 2007. Disponível em: <http://students.asl.ethz.ch/upl_pdf/45-report.pdf>. Acesso em: 13 jul. 2016.

LIMAH, J. C. de. **Projecto da suspensão do veecort.** 2014. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, 2014. Disponível em: <<http://repositorio.ipl.pt/bitstream/10400.21/3412/1/Disserta%C3%A7%C3%A3o.pdf>>. Acesso em: 14 ago. 2016.

LIRA, B. H. R. **Suspensão para o segmento de minicarros.** 2012. Dissertação (Pós-Graduação em Engenharia Automotiva) - Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2012. Disponível em: <<http://maua.br/files/monografias/suspensao-para-o-segmen-to-de-minicarros.pdf>>. Acesso em: 22 mar. 2016.

MARCONI, M. de A; LAKATOS. E. M. **Fundamentos da metodologia científica.** 7 ed. São Paulo: Atlas, 2010.

MERLING, M. C. C. **Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres.** 2007. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007. Disponível em: <http://www.maxwell.vrac.puc-rio.br/11506/11506_1.PDF>. Acesso em: 25 maio. 2016.

MILLIKEN, W. F; MILLIKEN, D. L. **Race car vehicle dynamics.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995.

MONTEIRO, R. D. **Projeto de uma suspensão veicular com controle de cambagem e amortecimento.** [artigo científico]. Disponível em: <http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2008/Artigos/Art_TCC_059_2008.pdf>. Acesso em: 16 set. 2016.

NICOLAZZI, L. C. *et al.* **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas.** 2012. Blumenau: UFSC, 2012. Publicação interna do GRANTE – Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Disponível em: <http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM053/Bibliografia/Apostila_Veiculos_2012_Cap1_12.pdf>. Acesso em: 16 jul. 2016.

NORTON, L. R. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos.** New York: The McGraw-Hill Companies, 2009.

PEREIRA, M. N. R. **Projeto de um monolugar – análise estrutural e dinâmica.** 2012. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Porto, 2012. Disponível em: <<https://repositorio-aberto.up.pt/bitstream/10216/68409/1/000154825.pdf>>. Acesso em: 23 jun. 2016.

PEREIRA, M. A. S. **Sistema de suspensão do veículo elétrico para coleta seletiva.** 2011. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Mecânica. Brasília, 2011. Disponível em: <http://bdm.unb.br/bitstream/10483/3414/1/2011_MarioAugustoSilvaPereira.pdf>. Acesso em: 19 mar. 2016.

RAU, M. **Koordinationsaktiver Fahrwerk-Regelsysteme zur Beeinflussung der Querdynamik mittels Verspannungslenkung.** 2007. Tese (Doutorado em Engenharia Aeroespacial) – Institut für Flugmechanik und Flugregelung der Universität Stuttgart, 2007. Disponível em: <http://elib.uni-stuttgart.de/bitstream/11682/3770/1/dissertation_rau_magnus_abgabe.pdf>. Acesso em: 18 set. 2016.

REZENDE, J. C. C. **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório.** 2007. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007. Disponível em: <<http://livros01.livrosgratis.com.br/cp050394.pdf>>. Acesso em: 7 maio. 2016.

RIBEIRO, L. B. **Análise comparativa da movimentação de uma suspensão dianteira.** 2012. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul, 2012. Disponível em: <<http://maua.br/files/monografias/analise-comparativa-da-movimentacao-de-uma-suspensao-dianteira.pdf>>. Acesso em: 13 mar. 2016.

ROCHA, G. da. **Suspensão dependente e independente.** [s.d.] jun. 2009. Disponível em: <<http://www.infomotor.com.br/site/2009/06/suspensao-dependente-e-independente/>>. Acesso em: 30 Ago. 2016

ROCHA, T. C. P. da. **Análise experimental e simulação computacional das forças atuantes na suspensão de um protótipo de formula SAE.** 2013. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2013. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10008362.pdf>>. Acesso em: 1 out. 2016.

SAE BRASIL. **Baja nacional.** Regras e relatórios. 01/12/2015. Disponível em: <<http://portal.saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/regras>>. Acesso em: 14 jan. 2016.

SALINET, F. L. **Roll center – centro de rolagem (CR).** [S.n.t.]. Disponível em: <<http://fsmodelsportmz.orgfree.com/FSMODELSPORTMZ/RollCenter.pdf>>. Acesso em: 9 ago. 2016.

SHPETIM L. *et al.* **Design of independent suspension mechanism for a terrain vehicle with four wheels drive and four wheels steering.** [artigo científico]. Disponível em: <<http://annals.fih.upt.ro/pdf-full/2013/ANNALS-2013-1-12.pdf>>. Acesso em: 16 jul. 2016.

SILVA, R. de C; NUNES, M. A. de A. **MSC ADAMS: Guia prático de utilização.** São Paulo: Edgard Blücher Ltda. 2014.

SOARES, A. L. V. **Análise de conforto e elastocinemática das suspensões de duplo estágio de um veículo de competição off-road em ambiente multicorpos.** 2005. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2005. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/18/18135/tde-11092006-112350/pt-br.php>>. Acesso em: 17 jul. 2016.

YAN, L. T. W. **Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo baja SAE submetidos a esforços de fadiga.** [artigo científico]. Disponível em: <http://sites.poli.usp.br/d/pme2600/2011/Artigos/Art_TCC_035_2011.pdf>. Acesso em: 23 jun. 2016.

7 APÊNDICE A

	Camber	Caster	King Pin
Situação 001	-0,2	8	10
Situação 002	-0,2	8	11
Situação 003	-0,2	8	12
Situação 004	-0,2	8	13
Situação 005	-0,2	8	14
Situação 006	-0,2	8	15
Situação 007	-0,2	8,8	10
Situação 008	-0,2	8,8	11
Situação 009	-0,2	8,8	12
Situação 010	-0,2	8,8	13
Situação 011	-0,2	8,8	14
Situação 012	-0,2	8,8	15
Situação 013	-0,2	9,6	10
Situação 014	-0,2	9,6	11
Situação 015	-0,2	9,6	12
Situação 016	-0,2	9,6	13
Situação 017	-0,2	9,6	14
Situação 018	-0,2	9,6	15
Situação 019	-0,2	10,4	10
Situação 020	-0,2	10,4	11
Situação 021	-0,2	10,4	12
Situação 022	-0,2	10,4	13
Situação 023	-0,2	10,4	14
Situação 024	-0,2	10,4	15
Situação 025	-0,2	11,2	10
Situação 026	-0,2	11,2	11
Situação 027	-0,2	11,2	12
Situação 028	-0,2	11,2	13
Situação 029	-0,2	11,2	14
Situação 030	-0,2	11,2	15
Situação 031	-0,2	12	10
Situação 032	-0,2	12	11
Situação 033	-0,2	12	12
Situação 034	-0,2	12	13
Situação 035	-0,2	12	14
Situação 036	-0,2	12	15

	Camber	Caster	King Pin
Situação 037	-0,4	8	10
Situação 038	-0,4	8	11
Situação 039	-0,4	8	12
Situação 040	-0,4	8	13
Situação 041	-0,4	8	14
Situação 042	-0,4	8	15
Situação 043	-0,4	8,8	10
Situação 044	-0,4	8,8	11
Situação 045	-0,4	8,8	12
Situação 046	-0,4	8,8	13
Situação 047	-0,4	8,8	14
Situação 048	-0,4	8,8	15
Situação 049	-0,4	9,6	10
Situação 050	-0,4	9,6	11
Situação 051	-0,4	9,6	12
Situação 052	-0,4	9,6	13
Situação 053	-0,4	9,6	14
Situação 054	-0,4	9,6	15
Situação 055	-0,4	10,4	10
Situação 056	-0,4	10,4	11
Situação 057	-0,4	10,4	12
Situação 058	-0,4	10,4	13
Situação 059	-0,4	10,4	14
Situação 060	-0,4	10,4	15
Situação 061	-0,4	11,2	10
Situação 062	-0,4	11,2	11
Situação 063	-0,4	11,2	12
Situação 064	-0,4	11,2	13
Situação 065	-0,4	11,2	14
Situação 066	-0,4	11,2	15
Situação 067	-0,4	12	10
Situação 068	-0,4	12	11
Situação 069	-0,4	12	12
Situação 070	-0,4	12	13
Situação 071	-0,4	12	14
Situação 072	-0,4	12	15

	Camber	Caster	King Pin
Situação 073	-0,6	8	10
Situação 074	-0,6	8	11
Situação 075	-0,6	8	12
Situação 076	-0,6	8	13
Situação 077	-0,6	8	14
Situação 078	-0,6	8	15
Situação 079	-0,6	8,8	10
Situação 080	-0,6	8,8	11
Situação 081	-0,6	8,8	12
Situação 082	-0,6	8,8	13
Situação 083	-0,6	8,8	14
Situação 084	-0,6	8,8	15
Situação 085	-0,6	9,6	10
Situação 086	-0,6	9,6	11
Situação 087	-0,6	9,6	12
Situação 088	-0,6	9,6	13
Situação 089	-0,6	9,6	14
Situação 090	-0,6	9,6	15
Situação 091	-0,6	10,4	10
Situação 092	-0,6	10,4	11
Situação 093	-0,6	10,4	12
Situação 094	-0,6	10,4	13
Situação 095	-0,6	10,4	14
Situação 096	-0,6	10,4	15
Situação 097	-0,6	11,2	10
Situação 098	-0,6	11,2	11
Situação 099	-0,6	11,2	12
Situação 100	-0,6	11,2	13
Situação 101	-0,6	11,2	14
Situação 102	-0,6	11,2	15
Situação 103	-0,6	12	10
Situação 104	-0,6	12	11
Situação 105	-0,6	12	12
Situação 106	-0,6	12	13
Situação 107	-0,6	12	14
Situação 108	-0,6	12	15

	Camber	Caster	King Pin
Situação 109	-0,8	8	10
Situação 110	-0,8	8	11
Situação 111	-0,8	8	12
Situação 112	-0,8	8	13
Situação 113	-0,8	8	14
Situação 114	-0,8	8	15
Situação 115	-0,8	8,8	10
Situação 116	-0,8	8,8	11
Situação 117	-0,8	8,8	12
Situação 118	-0,8	8,8	13
Situação 119	-0,8	8,8	14
Situação 120	-0,8	8,8	15
Situação 121	-0,8	9,6	10
Situação 122	-0,8	9,6	11
Situação 123	-0,8	9,6	12
Situação 124	-0,8	9,6	13
Situação 125	-0,8	9,6	14
Situação 126	-0,8	9,6	15
Situação 127	-0,8	10,4	10
Situação 128	-0,8	10,4	11
Situação 129	-0,8	10,4	12
Situação 130	-0,8	10,4	13
Situação 131	-0,8	10,4	14
Situação 132	-0,8	10,4	15
Situação 133	-0,8	11,2	10
Situação 134	-0,8	11,2	11
Situação 135	-0,8	11,2	12
Situação 136	-0,8	11,2	13
Situação 137	-0,8	11,2	14
Situação 138	-0,8	11,2	15
Situação 139	-0,8	12	10
Situação 140	-0,8	12	11
Situação 141	-0,8	12	12
Situação 142	-0,8	12	13
Situação 143	-0,8	12	14
Situação 144	-0,8	12	15

	Camber	Caster	King Pin
Situação 145	-1	8	10
Situação 146	-1	8	11
Situação 147	-1	8	12
Situação 148	-1	8	13
Situação 149	-1	8	14
Situação 150	-1	8	15
Situação 151	-1	8,8	10
Situação 152	-1	8,8	11
Situação 153	-1	8,8	12
Situação 154	-1	8,8	13
Situação 155	-1	8,8	14
Situação 156	-1	8,8	15
Situação 157	-1	9,6	10
Situação 158	-1	9,6	11
Situação 159	-1	9,6	12
Situação 160	-1	9,6	13
Situação 161	-1	9,6	14
Situação 162	-1	9,6	15
Situação 163	-1	10,4	10
Situação 164	-1	10,4	11
Situação 165	-1	10,4	12
Situação 166	-1	10,4	13
Situação 167	-1	10,4	14
Situação 168	-1	10,4	15
Situação 169	-1	11,2	10
Situação 170	-1	11,2	11
Situação 171	-1	11,2	12
Situação 172	-1	11,2	13
Situação 173	-1	11,2	14
Situação 174	-1	11,2	15
Situação 175	-1	12	10
Situação 176	-1	12	11
Situação 177	-1	12	12
Situação 178	-1	12	13
Situação 179	-1	12	14
Situação 180	-1	12	15

	Camber	Caster	King Pin
Situação 181	-1,2	8	10
Situação 182	-1,2	8	11
Situação 183	-1,2	8	12
Situação 184	-1,2	8	13
Situação 185	-1,2	8	14
Situação 186	-1,2	8	15
Situação 187	-1,2	8,8	10
Situação 188	-1,2	8,8	11
Situação 189	-1,2	8,8	12
Situação 190	-1,2	8,8	13
Situação 191	-1,2	8,8	14
Situação 192	-1,2	8,8	15
Situação 193	-1,2	9,6	10
Situação 194	-1,2	9,6	11
Situação 195	-1,2	9,6	12
Situação 196	-1,2	9,6	13
Situação 197	-1,2	9,6	14
Situação 198	-1,2	9,6	15
Situação 199	-1,2	10,4	10
Situação 200	-1,2	10,4	11
Situação 201	-1,2	10,4	12
Situação 202	-1,2	10,4	13
Situação 203	-1,2	10,4	14
Situação 204	-1,2	10,4	15
Situação 205	-1,2	11,2	10
Situação 206	-1,2	11,2	11
Situação 207	-1,2	11,2	12
Situação 208	-1,2	11,2	13
Situação 209	-1,2	11,2	14
Situação 210	-1,2	11,2	15
Situação 211	-1,2	12	10
Situação 212	-1,2	12	11
Situação 213	-1,2	12	12
Situação 214	-1,2	12	13
Situação 215	-1,2	12	14
Situação 216	-1,2	12	15

