



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**Proposta de modificação da suspensão de um
veículo de Rally Cross-Country**

**Autor: João Antônio Muniz Ruella
Orientadora: Eneida González Valdés
Co-Orientadora: Himilsys Hernández
González**

**Brasília, DF
2017**



João Antônio Muniz Ruella

Proposta de modificação da suspensão de um veículo de Rally Cross-Country

Monografia submetida ao curso de graduação em engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em engenharia automotiva.

Orientadora: Prof^a. MSc. Eneida González Valdés

Co-Orientadora: Prof^a. Dra. Himilsys Hernández González

**Brasília, DF
2017**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Muniz Ruella, João Antônio.

Proposta de modificação da suspensão de um veículo de Rally Cross-Country. Brasília: UnB, 2017. 65 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2017. Orientação: Eneida
González Valdés.

1. Suspensão. 2. Projeto. 3. Geometria. 4. Duplo A. 5. *Rally Cross-Country*. Veículos I. González Valdés, Eneida. II. Proposta de modificação da suspensão de um veículo de Rally Cross-Country.

CDU Classificação



Proposta de modificação da suspensão de um veículo de Rally Cross-Country

João Antônio Muniz Ruella

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 04 de julho de 2017 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. MSc.: Eneida González Valdés, UnB/ FGA
Orientadora

Prof. Dra.: Himilsys Hernández González, UnB/ FGA
Co-Orientadora

Prof. Dra.: Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr.: Mateus Rodrigues Miranda, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2017

DEDICATÓRIA

Esse trabalho é dedicado a todos os professores do curso de Engenharia Automotiva da FGA.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a minha família, em especial aos meus pais Ademir Ruella e Roseni Oliveira de Souza Ruella e meus irmãos Geovana Muniz Ruella e Ademir Ruella Junior que sempre me apoiaram nas minhas decisões e sempre estiveram ao meu lado tanto nos momentos bons quanto os ruins.

Agradeço a Deus por ter me proporcionado diversas oportunidades, aos meus colegas de equipe de competição UnBaja, os professores do curso de engenharia automotiva em especial as professoras Eneida González Valdés e Himilsys Hernández González que me orientaram nesse projeto.

Independentemente das circunstâncias,
devemos ser sempre humildes, recatados e
despidos de orgulho.

Dalai Lama

RESUMO

O presente trabalho visa estudar o sistema de suspensão automotiva, esclarecendo as influências de diversas configurações de geometria existentes, focando na proposta de modificação da suspensão de um veículo de competição *off road*. Nessa etapa do trabalho coletamos os dados da atual suspensão do veículo abordado, parâmetros da geometria da suspensão de seus concorrentes, e analisamos quais os melhores tipos para a aplicação em *Rally Cross-Country*, escolhendo o modelo em que o estudo será focado para o desenvolvimento de uma geometria aprimorada. A modelagem da suspensão tem como requisitos de projeto, curso de amortecimento, bitola do veículo, cambagem, altura do centro de rolagem, caster e inclinação do pino mestre. O projeto terá como apoio os *softwares* ADAMS/Car® e CATIA® V5 para a modelagem dos subsistemas.

Palavras-chave: suspensão, projeto, geometria, Duplo A, *Rally Cross-Country*.

ABSTRACT

The present work aims to study the automotive suspension system, clarifying the influence of several geometry variables, focusing on the proposal to modify the suspension of an off road vehicle. In this stage of the work, we collected the data of the current suspension of the vehicle, some parameters of suspension geometry of its competitors, and analyzed which are better for a Cross-Country Rally application, choosing the model in which the study will be focused for develop a improved geometry. Suspension modeling relies on design requirements such as damping stroke, track width, camber, roll center height, caster and king pin inclination. The ADAMS / Car® and CATIA® V5 softwares were used in the modeling of the suspension.

Keywords: suspension, project, geometry, Double Wishbone, Rally Cross-Country.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Mitsubishi L200 RS.....	2
Figura 2. Sistema de Coordenadas Local SAE.....	5
Figura 3. Suspensão dependente.....	7
Figura 4. Eixo rígido.....	8
Figura 5. <i>Trailing arm</i> (eixo rígido).....	9
Figura 6. Suspensão semi-independente.....	9
Figura 7. Suspensão independente.....	10
Figura 8. Suspensão <i>MacPherson</i>	10
Figura 9. Suspensão <i>Multi-Link</i>	11
Figura 10. Suspensão de braço arrastado.....	12
Figura 11. Suspensão Duplo A.....	12
Figura 12. Visão dos parâmetros laterais para transferência de carga longitudinal.....	15
Figura 13. Bitola de um veículo na vista frontal.....	16
Figura 14. Posicionamento do centro de gravidade.....	16
Figura 15. Ângulo de convergência (<i>Toe</i>).....	17
Figura 16. Ângulo de caster.....	18
Figura 17. Ângulo de Cambagem.....	18
Figura 18. Inclinação do pino mestre.....	19
Figura 19. Altura do centro de rolagem.....	20
Figura 20. Geometria dos efeitos " <i>Anti</i> ".....	21
Figura 21. Comportamento em curva.....	22
Figura 22. <i>Hardpoints</i> de uma suspensão Duplo A.....	23
Figura 23. Planos de uma suspensão.....	24
Figura 24. Pesagem do veículo na horizontal.....	26
Figura 25. Posicionamento horizontal do CG.....	26
Figura 26. Célula de carga utilizada na pesagem.....	27
Figura 27. Pesagem do veículo a um ângulo pré-determinado.....	27
Figura 28. Posicionamento vertical do CG.....	28
Figura 29. Origem do referencial para os <i>hardpoints</i>	29
Figura 30. <i>Hardpoints</i> suspensão Duplo A.....	30
Figura 31. <i>Hardpoints</i> suspensão de eixo rígido.....	31
Figura 32. Vista frontal da suspensão Duplo A.....	32
Figura 33. Geometria da vista frontal suspensão Duplo A.....	33
Figura 34. Geometria frontal suspensão eixo rígido.....	33
Figura 35. Geometria lateral das suspensões.....	34
Figura 36. 1-Mitsubishi Racing Lancer, 2- Mini All4 Racing, 3- Toyota Hilux by Overdrive, 4- Sherpa PB.....	36
Figura 37. Transferência longitudinal de carga.....	38
Figura 38. Transferência lateral de carga.....	39
Figura 39. Disposição dos <i>hardpoints</i> em um plano 3D.....	43
Figura 40. Plano Frontal da suspensão dianteira.....	43
Figura 41. CI da suspensão dianteira.....	44
Figura 42. Plano Frontal da suspensão traseira.....	44
Figura 43. Ângulo <i>Anti-Squat</i> do veículo.....	45
Figura 44. Modelagem suspensão dianteira no <i>software</i> ADAMS/Car®.....	45
Figura 45. Gráfico de variação de <i>Camber</i>	46
Figura 46. Gráfico de variação do ângulo de caster.....	47
Figura 47. Gráfico de variação do ângulo de convergência.....	47
Figura 48. Gráfico de variação da inclinação do pino mestre.....	48
Figura 49. Gráfico de variação da altura do centro de rolagem.....	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Nomes e valores de carga.....	41
Tabela 2. Nomes e valores da localização do CG.....	41
Tabela 3. Coordenadas dos <i>hardpoints</i> suspensão dianteira.....	42
Tabela 4. Coordenadas dos <i>hardpoints</i> da suspensão traseira.....	42
Tabela 5. Parâmetros dos veículos concorrentes.....	49
Tabela 6. Cronograma das Atividades TCC 2.....	50

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Justificativa	2
1.2 Problema	3
1.3 Hipótese	3
1.4 Objetivos	3
1.4.1 Objetivo Geral	3
1.4.2 Objetivos Específicos	3
1.5 Organização do trabalho	4
2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	5
2.1 Dinâmica veicular	6
2.2 Suspensão	5
2.2.1 Suspensões dependentes (eixo rígido)	6
2.2.1.1 Eixo rígido com feixes de mola (<i>Hotchkiss</i>)	7
2.2.1.2 Braço arrastado (<i>Trailing arm</i>)	8
2.2.2 Suspensões semi-independentes	9
2.2.3 Suspensões independentes	9
2.2.3.1 <i>MacPherson</i>	10
2.2.3.2 <i>Multi-link</i> (Barras múltiplas)	11
2.2.3.3 <i>Trailing Arm</i> (Braços Arrastados)	11
2.2.3.4 Duplo A Double (<i>Wishbone</i>)	12
2.2.4 Aspectos da concepção de uma suspensão	13
2.2.4.1 Entre eixo (<i>Wheelbase</i>)	15
2.2.4.2 Bitola (<i>Track Width</i>)	15
2.2.4.3 Centro de Gravidade (CG)	16
2.2.4.4 Convergência (<i>Toe</i>)	17
2.2.4.5 Caster	17
2.2.4.6 Cambagem	18
2.2.4.7 Inclinação do Pino Mestre	19
2.2.4.8 Centro de rolagem (<i>Roll Center</i>)	19
2.2.4.9 <i>Anti-dive</i> , <i>Anti-squat</i> e <i>Anti-lift</i>	20
2.2.4.10 Subesterçamento e Sobreesterçamento	21
2.2.4.11 Transferência de carga Longitudinal e Lateral	22
2.2.4.12 Pontos de articulação (<i>hardpoints</i>)	23
2.2.4.13 Planos de uma suspensão	23
3 METODOLOGIA	25
3.1 Análise da atual suspensão	25
3.1.1 Localização do Centro de Gravidade (CG)	25
3.1.2 Aquisição dos <i>hardpoints</i> da suspensão	29
3.1.3 Plano Frontal da suspensão	31
3.1.4 Plano Lateral da suspensão	34
3.1.5 Comportamento vertical da suspensão	35
3.2 <i>Benchmarking</i>	35
3.3 Proposta de modificação da suspensão	37
3.3.1 Transferência de carga	37
3.3.1.1 Cálculo da transferência de carga Longitudinal	37
3.3.1.2 Cálculo da transferência de carga Lateral	38
3.3.2 Análise da suspensão em perfil de pista	39
3.4 Definição do material	40
3.5 Modelagem e Análise dos componentes	40
4 RESULTADOS PARCIAIS	41
4.1 Localização do Centro de Gravidade (CG)	41
4.2 Aquisição dos <i>hardpoints</i> da suspensão	41
4.3 Plano Frontal da suspensão	43
4.4 Plano Lateral da suspensão	44
4.5 Comportamento vertical da suspensão	45
4.5.1 Suspensão dianteira – Duplo A	45
4.5.1.1 <i>Câmbier</i>	46

4.5.1.2	Caster	46
4.5.1.3	Convergência.....	47
4.5.1.4	Inclinação do Pino Mestre.....	47
4.5.1.5	Altura do Centro de Rolagem	48
4.6	<i>Benchmarking</i>	49
5 CRONOGRAMA DE ATIVIDADES.....		50
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		51

1. INTRODUÇÃO

Dentro das competições *off road* há diversas categorias, sendo o *Rally Cross-Country* um dos mais praticados. As provas são executadas em estradas de terra, cascalho e areia. Os veículos passam por verdadeiras trilhas, alagados, desertos e dunas, tendo início e fim de prova na maioria das vezes em locais distintos.

A Confederação Brasileira de Automobilismo (CBA) regulamenta as competições de *Rally* no Brasil, e para haver maior competitividade entre os veículos há normas que delimitam as modificações para cada categoria.

A Protótipos Brasil é uma categoria na qual há limitações de peso e componentes de alta performance para que o investimento financeiro possa ser limitado, e assim o comportamento do carro se destaque pela engenharia aplicada ao veículo.

Já a categoria *Super Production* é constituída por veículos de competição produzidos em série, com fabricação mínima de 100 unidades. A maior parte dos componentes são de veículos 4x4 de uso urbano, para que assim a categoria se torne mais competitiva.

A crescente demanda de compradores de veículos de *Rally Cross-Country* no Brasil, na categoria Protótipos Brasil, devido ao melhor desempenho e competitividade dos veículos, criou a necessidade do desenvolvimento e fabricação de novos veículos para essa categoria.

Por se tratar de uma categoria de protótipos, não há fabricação em série de veículos para competir, o que os tornam mais caros. A utilização de veículos da categoria *Super Production* com modificações são uma excelente opção para os pilotos que desejam competir na Protótipos Brasil com um menor investimento financeiro.



Figura 1: Mitsubishi L200 RS. Fonte: www.en.wheelsage.org

A *pick-up* Mitsubishi L200 RS por ter se tornado popular nas competições de *Rally*, possuem um grande número de exemplares disponíveis no mercado a um custo mais acessível, sendo esse um dos motivos pelo qual o projeto a utiliza como base: viabilidade.

A *pick-up* Mitsubishi L200 RS derivada de uma L200 de uso urbano (Figura 1), pertence a categoria *Super Production*, na qual tornou-se o veículo mais utilizado para competição. Possui chassi reforçado com gaiola de proteção, motor 2.5 Diesel com 183cv e 43 kgfm de torque e tração 4x4, suspensão Duplo A no eixo dianteiro, eixo rígido com feixes de mola na traseira e amortecedores próprios para competição.

Entrevistas informais foram conduzidas com profissionais de competição *off road* a respeito das características da L200 RS. As questões abordadas eram direcionadas ao comportamento dinâmico, componentes mecânicos, problemas do veículo e como esses problemas poderiam ser resolvidos. A partir dos relatos pode-se qualificar a Mitsubishi L200 RS como um veículo robusto, confiável e de excelente custo benefício, mas com uma suspensão considerada um limitante no veículo, sendo ressaltado sua bitola estreita e suspensão traseira de eixo rígido inadequada para essa aplicação.

1.1 JUSTIFICATIVA

O mercado atual de veículos de competição destinados a *Rally Cross-Country* carece de opções, onde as poucas que se tem são de custo muito elevado.

Levando-se em consideração as características citadas sobre a Mitsubishi L200 RS bem como seu baixo custo de compra, justifica-se propor uma nova suspensão para o veículo de forma a solucionar seus pontos fracos e torna-lo um carro ainda melhor, para que assim possa tornar-se um veículo competitivo na categoria Protótipos Brasil.

1.2 PROBLEMA

Como propor a modificação da suspensão de um veículo de *Rally Cross-Country*?

1.3 HIPÓTESE

Com a análise da geometria, cinemática vertical da atual suspensão e um comparativo com os parâmetros dos principais veículos de *Rally Cross-Country*, é possível determinar novos parâmetros, e projetar uma geometria voltada apenas para o uso em competição.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo geral

Propor uma modificação na suspensão dianteira e traseira da Mitsubishi L200 RS com enfoque para competições de *Rally Cross-Country*, possibilitando uma cinemática vertical da suspensão mais apurada com curso maior e a substituição do tipo de suspensão atual no eixo traseiro pelo tipo mais utilizado nos veículos dessa categoria de *Rally*.

1.4.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do trabalho estão divididos em dois módulos, sendo o primeiro módulo o TCC1 e o segundo módulo o TCC2:

Módulo I

- Obter os parâmetros da geometria da atual suspensão;
- Analisar o comportamento vertical da atual suspensão;
- Comparar a atual suspensão com os principais concorrentes;
- Definir o tipo de suspensão a ser proposta.

Módulo II

- Projetar a geometria da nova suspensão;
- Analisar o comportamento vertical da nova suspensão;
- Definir os esforços gerados na suspensão por um perfil de pista;
- Projetar e analisar os componentes da nova suspensão.

1.6 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

De forma a introduzir os tipos de suspensão e características da sua geometria, o Capítulo 2 apresenta referências bibliográficas que mostram as aplicações adequadas para cada tipo de suspensão bem como a necessidade de se verificar sua geometria.

O Capítulo 3 explica a metodologia utilizada no trabalho. É detalhada cada etapa partindo da obtenção dos parâmetros da atual suspensão da camionete, análises a serem feitas, comparativo com os principais veículos expoentes no esporte e definição dos novos parâmetros e tipo de suspensão a ser proposto para o veículo.

De modo a mostrar os resultados e discussões feitas ao longo do trabalho, o Capítulo 4 expõe os resultados obtidos na obtenção dos parâmetros da geometria da atual suspensão, analisa os parâmetros de altura do centro de gravidade, altura do centro de rolagem, câmber, caster, convergência e inclinação do pino mestre e compara os dados obtidos do veículo com os obtidos na pesquisa dos principais veículos da modalidade de *Rally Cross-Country*, para assim determinar novos parâmetros da geometria e o tipo de suspensão mais adequado ao uso em nessa competição.

O Capítulo 5 apresenta o cronograma de atividades do trabalho para o próximo módulo.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular é o estudo do movimento dos corpos que constituem um veículo, e os esforços que dão origem a eles. Neste estudo são abordadas as relações do veículo com o local em que se trafega, bem como os comandos realizados pelo condutor para a sua necessidade (BARBIERI,2011).

No desenvolvimento da dinâmica de um veículo é utilizado como sistema de coordenadas local o determinado pela SAE (Figura 2), que tem como origem no centro de massa do veículo. O eixo x tem sentido positivo para frente em relação ao veículo, o eixo y tem sentido positivo para a direita do motorista, e pela regra da mão direita, o eixo z tem sentido positivo para baixo do veículo.

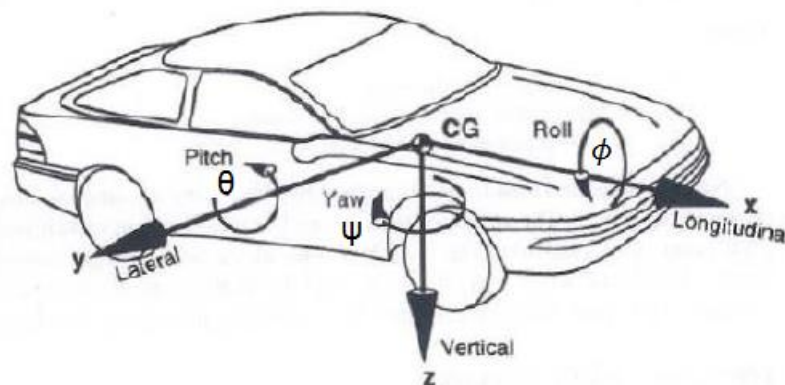


Figura 2. Sistema de Coordenadas Local SAE. Fonte: GILLESPIE, 1992.

Os três tipos diferentes de rotações que podem ocorrer no sistema de coordenadas local e as definições dos ângulos gerados por tais rotações são (DIXON, 1996):

- Rotação em torno do eixo z , ângulo de guinada ("Yaw"), ψ (psi);
- Rotação em torno do eixo y , ângulo de arfagem ("Pitch"), θ (theta);
- Rotação em torno do eixo x , ângulo de rolamento ("Roll"), ϕ (fi).

Pode-se dividir a dinâmica veicular em três áreas:

- Lateral: inclui o movimento lateral (y), rotações em torno de z (*yaw*), movimento caracterizado pela perda de controle do veículo, que pode ser ocasionado por condições como pista molhada ou escorregadia, e as rotações em torno de x (*roll*) decorrentes das irregularidades da pista e acelerações laterais que podem ocasionar o capotamento do veículo;
- Vertical: estudo dos movimentos verticais (z) como o amortecimento da suspensão, e arfagem y (*pitch*);
- Longitudinal: estudo dos movimentos longitudinais (x) e as rotações em torno de (y), em função dos torques devido a aceleração ou frenagem.

Na dinâmica veicular há a necessidade de se compreender alguns conceitos importantes no estudo de um veículo, como a massa suspensa e não suspensa.

A massa suspensa é compreendida por todos os componentes que sucedem a suspensão do veículo, compreendendo a carroceria e todos os componentes nela presente. A massa não suspensa são todos os componentes da suspensão que o antecede, como pneus, freios, rodas e eixos (GILLESPIE, 1992).

2.2 SUSPENSÃO

A suspensão tem por objetivo filtrar acelerações verticais produzidas pelo solo em qual o veículo transita, de forma que as amplitudes de vibração sejam reduzidas proporcionando conforto, estabilidade e dirigibilidade ao veículo (HAPPIAN-SMITH, 2002).

Após a definição da aplicação a qual a suspensão será submetida, deve-se definir qual tipo de suspensão será mais adequada ao veículo, levando-se em consideração o sistema de transmissão do veículo, chassi, espaço disponível para disposição dos componentes e complexidade do mesmo (GILLESPIE, 1992).

Os tipos de suspensões podem ser basicamente divididas em três módulos: suspensões dependentes (eixo rígido), semi-independentes e independentes.

2.2.1 Suspensões dependentes (eixo rígido)

Na suspensão dependente, como o nome já deixa claro, um lado da suspensão depende do outro lado (Figura 3), já que os dois estão ligados pelo mesmo eixo. Dessa forma, quando uma roda é movimentada verticalmente, a do lado oposto acaba sendo movimentada também, com isso a carroceria também

trabalha e se inclina em um determinado ângulo, fazendo com que uma roda sofra maior carregamento que a outra.

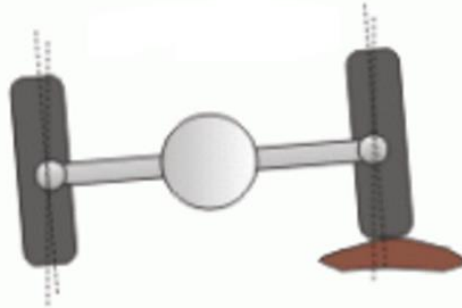


Figura 3. Suspensão dependente. Fonte: www.carrodegaragem.com

Esta suspensão é comumente usada em veículos comerciais e de carga. Elas têm por vantagem ser relativamente simples e eliminar por completo as variações de cambagem, que em veículos de uso urbano ocasionam desgaste desigual nos pneus (HAPPIAN-SMITH, 2002).

Tem como desvantagem a grande massa não suspensa, que exige elementos de ligação mais robustos, como buchas e bandejas, o que torna o conforto limitado. Há diversas formas de se ancorar o eixo ao chassi do veículo, no entanto as duas mais utilizadas são a *Hotchkiss* e *Trailing arm*.

2.2.1.1 Eixo rígido com feixes de mola (*Hotchkiss*)

Modelo de suspensão dependente mais utilizada no eixo traseiro em veículos de carga, utiliza feixes de mola que conectam o chassi ao eixo rígido (Figura 4). Devido ao atrito entre lâminas, os feixes possuem histerese, isto significa que absorvem energia sem deformação imediata, por isto, veículos com feixes de mola tendem a ser menos confortáveis o que não recomenda sua utilização em automóveis de passeio.

Vantagens:

- Suspensão robusta, adequado para veículos de carga;
- Menor número de componentes;
- Menor custo de fabricação quando comparado a suspensões independentes.

Desvantagens:

- Rolagem excessiva da carroceria;
- Impossibilidade de regular parâmetros como câmbor e cáster;
- Alta variação dos parâmetros geométricos ao longo do curso de amortecimento;
- Influência na geometria da suspensão por parte do movimento relativo das rodas do mesmo eixo;
- Massa não suspensa elevada, necessitando de componentes de conexão robustos e pesados;
- Não recomendado para veículos que desenvolvem altas velocidades.

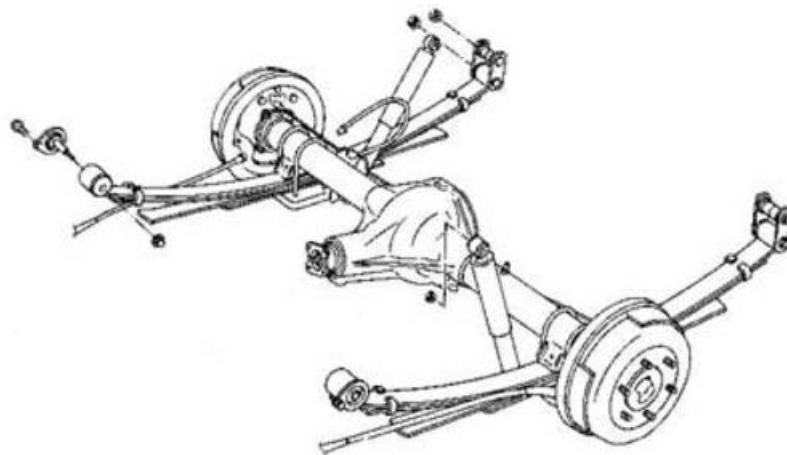


Figura 4. Eixo rígido. Fonte: www.pearltrees.com

2.2.1.2 Braço arrastado (*Trailing arm*)

Na suspensão *Trailing arm* várias configurações são possíveis, o que permite maior liberdade vertical para o amortecimento. São utilizadas molas helicoidais que permitem melhor absorção dos impactos (Figura 5).

Comparado ao *Hotchkiss*, os quatro *links* da suspensão permitem melhor flexibilidade na escolha do centro de rolamento, bem como nas definições de *anti-squat* e *anti-dive* (HAPPIAN-SMITH, 2002).

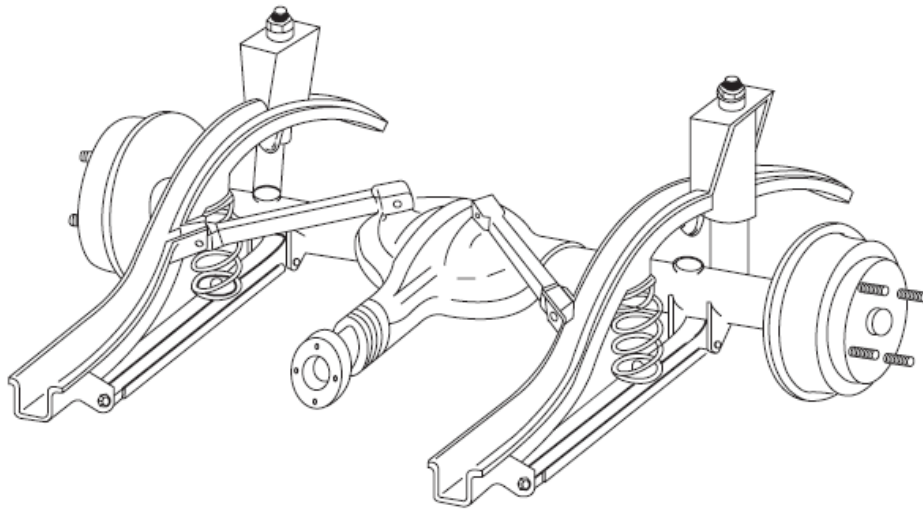


Figura 5. *Trailing arm* (eixo rígido). Fonte: (HAPPIAN-SMITH, 2002).

2.2.2 Suspensões semi-independentes

Nesse tipo de suspensão, a ligação rígida entre os pares de rodas é substituída por um *link* (Figura 6). Isto toma geralmente a forma de uma viga que pode dobrar e fletir. Tais sistemas tendem a ser bem simples não dando muito espaço para flexibilidades no projeto (HAPPIAN-SMITH, 2002). Normalmente são utilizados em projetos de baixo custo.

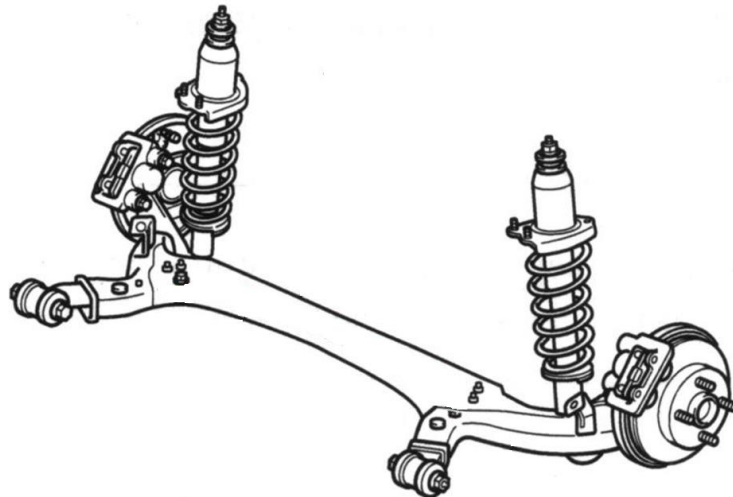


Figura 6. Suspensão semi-independente. Fonte: www.carrosinfoco.com.br

2.2.3 Suspensões independentes

As suspensões independentes têm os benefícios de serem mais compactas e não apresentarem ligações com outra roda (Figura 7), 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. Assim proporcionando melhor estabilidade, ajuste dos parâmetros e conforto ao veículo.

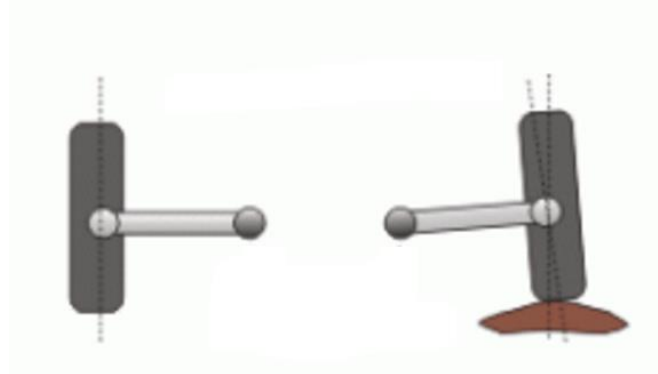


Figura 7. Suspensão independente. Fonte: www.carrodegaragem.com

2.2.3.1 *MacPherson*

Criada pelo americano Earle Steele McPherson em 1946, ela é formada basicamente por um braço transversal, amortecedor, mola helicoidal e barra estabilizadora (Figura 8). Sua grande vantagem reside na boa distribuição dos esforços, o que permite estruturas mais leves (GILLESPIE, 1992).



Figura 8. Suspensão *MacPherson*. Fonte: www.abrilquatrorodas.com.br

É uma das suspensões mais utilizadas em eixos dianteiros, principalmente em veículos de motor transversal, devido a sua geometria compacta. Tem por desvantagem a altura do fuso do amortecedor, que além de alto está sujeito a flexão devido ao seu comprimento (CROLLA, 2009).

2.2.3.2 *Multi-Link* (Barras múltiplas)

A primeira suspensão *Multi-Link* foi desenvolvida em 1982 pela Mercedes-Benz (CROLLA, 2009). Sendo uma das suspensões mais complexas, possui normalmente de 4 ou 5 braços de controle, que permite um acerto mais preciso dos parâmetros da geometria (Figura 9). Possibilita balanceamento de parâmetros como centro de rolagem a *anti-dive* e *anti-squat*.

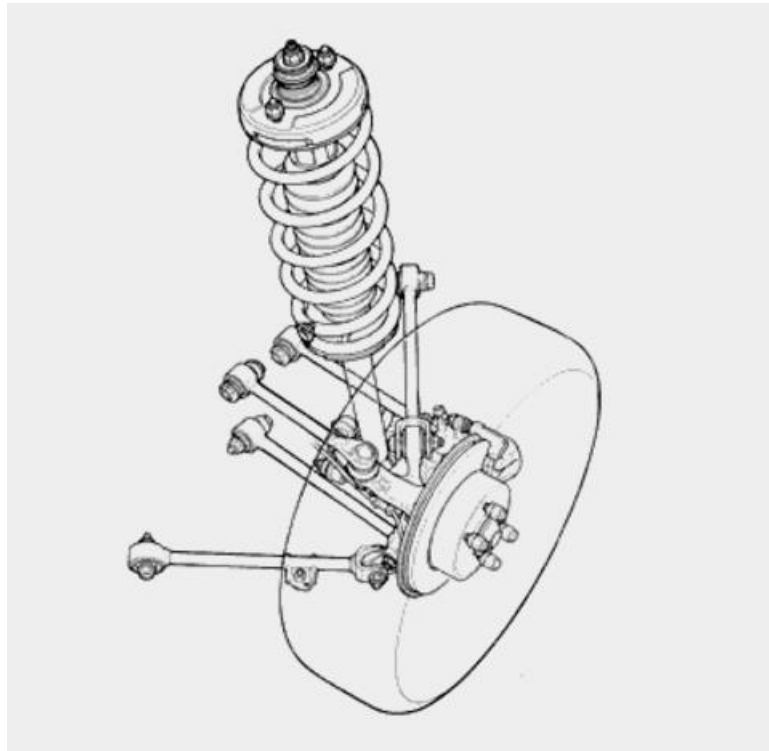


Figura 9. Suspensão *Multi-Link*. Fonte: www.f1technical.net

Segundo CROLLA (2009), devido a sua alta complexidade, há um grande número de *links* e juntas. Sua fabricação tem custo elevado e exige manutenção detalhada, já que há grande número de componentes que podem desalinhar o sistema.

2.2.3.3 *Trailing Arm* (Braços Arrastados)

Suspensão relativamente simples, constituída por braços posicionados de forma paralela, que não permitem a alteração no ângulo cambagem (Figura 10). No

entanto a alteração do caster pode ser substancial ao longo de seu curso. Segundo CROLLA (2009) não há muita liberdade de ajustes geométricos devido a forma como seus braços são dispostos.

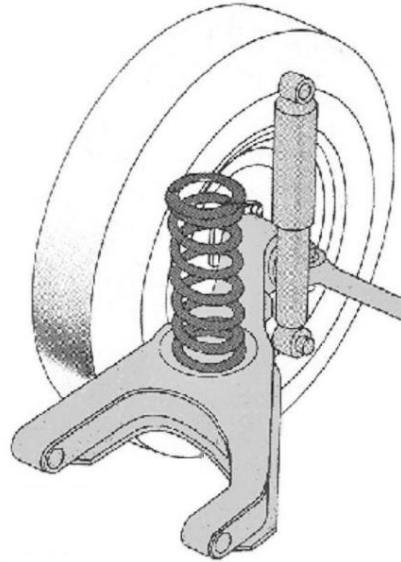


Figura 10. Suspensão de braço arrastado. Fonte: www.motor-car.co.uk

2.2.3.4 Duplo A (*Double Wishbone*)

A suspensão *Double Wishbone*, também conhecida por Duplo A devido ao formato de seus braços inferiores e superiores se assemelharem a geometria da letra A (Figura 11). Normalmente possui seu braço superior menor que o inferior devido ao espaço do projeto perante a estrutura.



Figura 11. Suspensão Duplo A. Fonte: www.abrilquatorrodas.com.br

As bandejas inferior e superior fornecem resistência para reagir às cargas transversais e longitudinais exercidas na suspensão. As maiores vantagens da suspensão Duplo A são quanto as possibilidades de acerto da geometria, que apresentam pequena variação ao longo do curso de amortecimento (HAPPIAN-SMITH, 2002). A seguir tem-se as principais características desse tipo de suspensão:

Vantagens:

- Independência entre as rodas do mesmo eixo;
- Controle da variação de cambagem;
- Possibilidade de definição da altura do centro de rolagem;
- Menor variação da geometria ao longo do curso de amortecimento;
- Adequado para veículos que atingem altas velocidades;
- Menor peso de massa não suspensa quando comparado a suspensões de eixo rígido;
- Menor rolagem da carroceria em relação aos outros tipos de suspensão.

Desvantagens:

- Maior complexidade de dimensionamento;
- Alto número de elementos de ligação;
- Custo elevado.

2.2.4 Aspectos da concepção de uma suspensão

O sistema de suspensão deve satisfazer requisitos de projetos como:

- Promover dirigibilidade: esse requisito exige da suspensão comportamento vertical que isole o chassi de vibrações excessivas e que assegurem que o pneu mantenha contato com o solo apresentando apenas pequenas flutuações (HAPPIAN-SMITH, 2002);
- Respostas preditivas de direção: requer que as rodas mantenham seu posicionamento ideal em relação ao solo;

- Promover respostas favoráveis de forma a manter o controle do veículo sob situações de aceleração, frenagem e curva;

O projeto da suspensão deve se adequar à aplicação a qual o veículo será destinado, variando assim o acerto e geometria a ser utilizada. As aplicações variam desde carro de passeio, veículos agrícolas, transporte de pessoas ou cargas até o uso militar e de competição (Reimpell, 2001).

DEAKIN (1998) afirma que veículos aplicados ao uso em competições, percebe-se que o conforto é deixado de lado e o enfoque é dado a alta performance na dirigibilidade.

O foco na dirigibilidade em projeto de suspensões em veículos de competição é percebido em ZAPLETAL (2000) ao demonstrar em seu estudo que a utilização de suspensões rígidas é necessária na medida que cargas maiores são aplicadas na suspensão, o que obrigou a sacrifício do conforto em prol da estabilidade.

Uma das funções da suspensão é manter a posição constante em relação ao solo ao longo do movimento vertical, por isso é importante identificar como as posições são definidas em relação ao seu eixo de coordenadas (HAPPIAN-SMITH, 2002). Ao projetar uma suspensão há uma série de fatores que influenciam no comportamento da suspensão e muitos desses fatores também interagem entre si. Portanto, muito trabalho é colocado em fazer com que a suspensão se comporte da forma desejada, principalmente quando sua aplicação é em competição.

De forma a se ter um melhor entendimento da geometria de uma suspensão, é apresentado a seguir os conceitos de:

- Entre eixo (*Wheelbase*);
- Bitola (*Track Width*);
- Centro de Gravidade (CG);
- Convergência (*Toe*);
- Caster;
- Cambagem;
- Centro de rolagem (*Roll Center*);
- *Anti-dive*, *Anti-squat* e *Anti-lift*;

- Subesterçamento e Sobreesterçamento;
- Transferência de carga longitudinal e lateral.

2.2.4.1 Entre eixo (*Wheelbase*)

Segundo REIMPELL (2001) a distância entre eixos, l , é a distância entre o centro do eixo dianteiro e o centro do eixo traseiro do veículo (Figura 12). A distância entre eixos tem uma grande influência na distribuição da carga nos eixos. Um carro com longo entre eixo terá menor transferências de carga entre os eixos dianteiro e traseiro em situação de aceleração ou frenagem, quando comparado a um veículo com entre eixo curto.

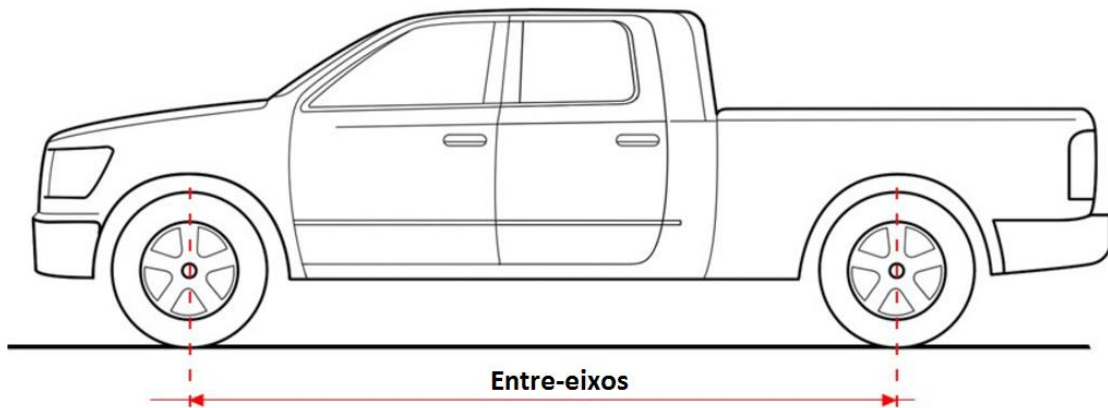


Figura 12: Visão dos parâmetros laterais para transferência de carga longitudinal.

Fonte: www.carid.com

Aplicado a carros de competição deve-se atentar ao comprimento do entre eixo, já que afeta diretamente a dirigibilidade do carro. Para MILLIKEN & MILLIKEN (1995), entre eixo curto apresenta respostas mais rápidas de direção bem como um menor raio de esterçamento, enquanto entre eixos maiores permitem uma suspensão mais macia e respostas mais suaves em altas velocidades.

2.2.4.2 Bitola (*Track Width*)

A Bitola do veículo é determinada pela distância transversal do centro das rodas de um eixo (Figura 13). Tem influência direta no comportamento em curvas e na tendência de capotar do veículo. Uma bitola curta ocasiona grande transferência de carga lateral, reduzindo a velocidade máxima em curva do veículo. Quanto maior a distância entre as rodas em um eixo, menor é a transferência de carga em curvas, tendo assim uma melhor estabilidade e capacidade de contornar curvas em velocidades maiores.

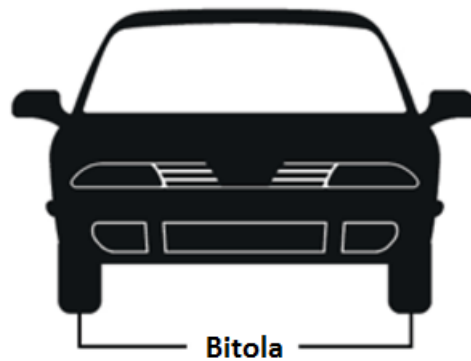


Figura 13: Bitola de um veículo na vista frontal. Fonte: www.ec.gc.ca

2.2.4.3 Centro de Gravidade (CG)

O centro de gravidade (CG) é um ponto imaginário geométrico no qual são aplicadas as forças da gravidade e todas as demais. No estudo geométrico as massas estão todas concentradas no CG (GILLESPIE, 1992).

A localização do centro de gravidade é fundamental para o projeto de uma suspensão. Mudanças na posição do centro de gravidade afetam significativamente a distribuição de peso sobre as rodas do carro, o que influencia na transferência de carga longitudinal e lateral em situações de curva, aceleração e frenagem. Ao projetar um veículo, busca-se posicionar o centro de gravidade o mais baixo possível, pois isso possibilita a concepção de um veículo seguro e estável, tanto em uma estrada reta quanto em situações de curvas.

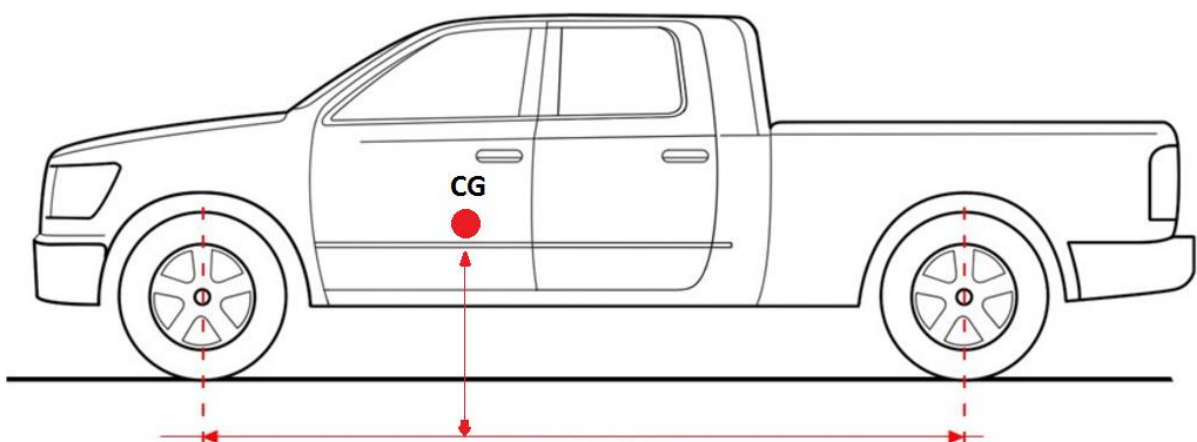


Figura 14: Posicionamento do centro de gravidade. Fonte: www.carid.com
(modificado)

2.2.4.4 Convergência (*Toe*)

Tomando a vista superior como referencial (Figura 15), o ângulo de convergência é o ângulo criado entre a linha de simetria do carro e o plano da roda. É chamado de *Toe-in* quando as rodas convergem em relação a frente do veículo, e *Toe-out* quando as rodas divergem em relação a frente do veículo.

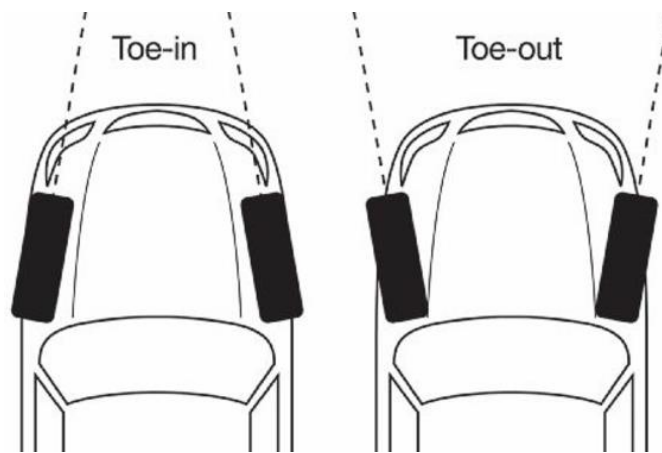


Figura 15. Ângulo de convergência (*Toe*). Fonte: www.mundomonc.com

A definição do ângulo de convergência varia com o tipo de tração que o veículo utiliza: dianteira, traseira ou 4x4. Isso ocorre devido a elastocinemática dos elementos que constituem a suspensão, que ao sofrerem esforços de aceleração ou frenagem se deformam alterando o ângulo de convergência.

A determinação do ângulo de convergência é feita de forma a compensar essa deformação no momento em que o veículo estiver em movimento, sempre buscando manter o máximo de contato do pneu com o solo e reduzir o arrasto, para que assim os componentes da suspensão sofram menos esforços e os pneus se desgastem menos (DIXON, 1996).

Segundo DIXON (1996), os carros de tração traseira utilizam um acerto com ângulo divergente na traseira e convergente na dianteira, nos carros de tração dianteira o oposto e para veículos de tração 4x4 um valor neutro.

2.2.4.5 Caster

O ângulo de caster (Figura 16) é definido pelo ângulo entre a linha de eixo do pino mestre e a linha central da roda utilizando como referencial a vista lateral de um veículo (GILLESPIE, 1992).

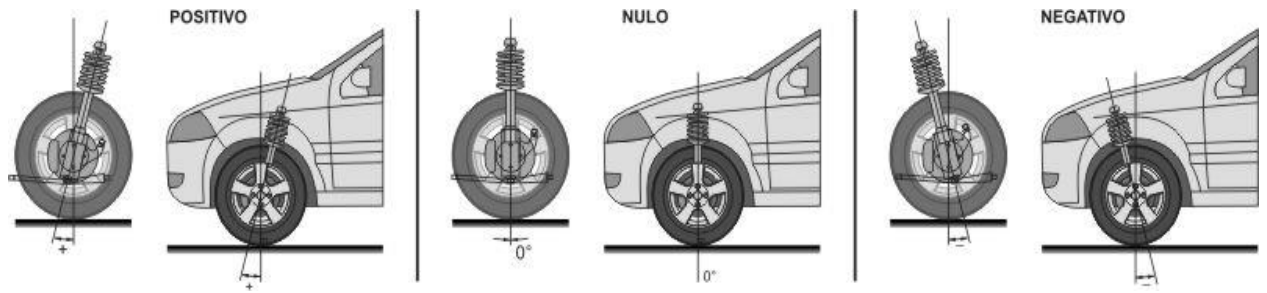


Figura 16: Ângulo de caster. Fonte: <http://www.truckcenter.com.br>

Um ângulo de caster positivo assegura a estabilidade direcional em alta velocidade e o retorno do volante após uma curva, mas também aumenta o esforço para alterar a trajetória em baixas velocidades. O contrário ocorre com o ângulo negativo, onde o esforço da direção é bem menor, no entanto a estabilidade direcional do veículo torna-se menor. Um ângulo negativo muito alto pode fazer com que o carro mude de direção com muita facilidade, o que se torna perigoso em altas velocidades.

2.2.4.6 Cambagem

Segundo HAPPIAN-SMITH (2002), tendo como referencial a vista frontal do veículo, o ângulo de cambagem é definido pela relação entre a linha central da roda com a componente vertical do veículo. Quando inclinadas para dentro do carro o camber é negativo, quando inclinada para fora do carro o camber é positivo (Figura 17).

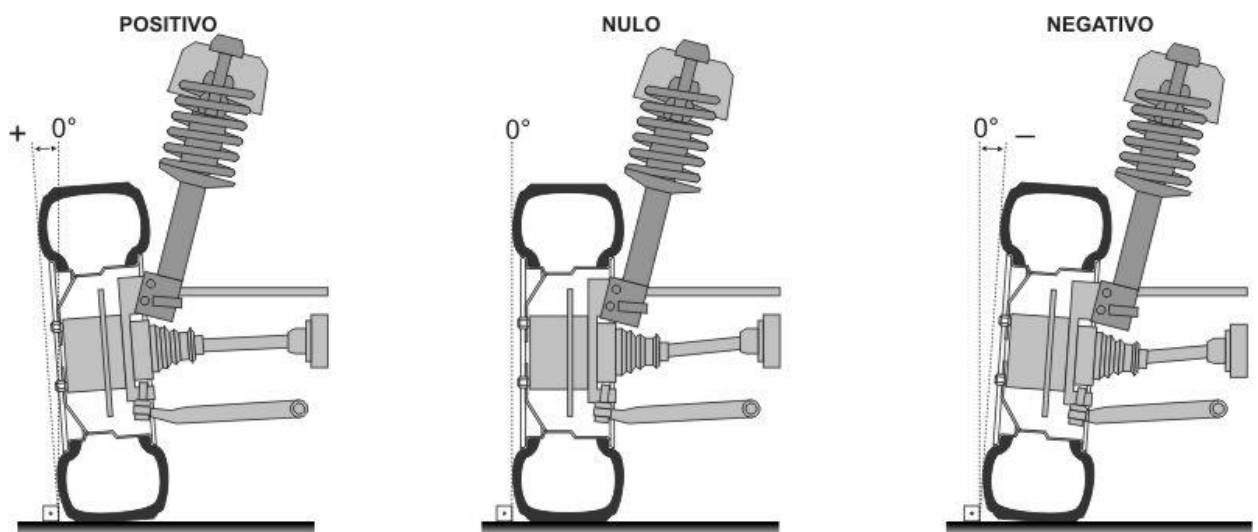


Figura 17: Ângulo de Cambagem. Fonte: www.truckcenter.com.br

Dentre os parâmetros geométricos de uma suspensão, a cambagem é um dos mais importantes, devido a sua grande influência na dinâmica do veículo, como nas situações de esforço lateral, onde o ângulo de cambagem em situação de *Bound* (compressão do amortecedor) ou *Rebound* (extensão do amortecedor) pode alterar e gerar uma melhor área de contato do pneu com o solo.

Para REIMPELL (2001), o ângulo de cambagem não deve passar de 4° , no entanto em situações de competição, como em veículos de formula que competem em circuito, esse ângulo pode ser maior. Em veículos de aplicação *off road*, esse ângulo geralmente é levemente negativo (Figura 16), pois assim permite um menor esforço de esterçamento, levando em conta que esses carros geralmente são mais pesados e exigem mais força para esterçar.

2.2.4.7 Inclinação do Pino Mestre

Tendo como referência o plano frontal, a inclinação do pino mestre é o ângulo entre a linha que passa pelo eixo de rotação da roda e a linha vertical que passa pelo centro da roda (GILLESPIE, 1992). A inclinação do pino mestre auxilia no retorno da roda para a posição original depois de um esterçamento.



Figura 18: Inclinação do pino mestre. Fonte: www.autoentusiastasclassic.com.br

2.2.4.8 Centro de rolagem (*Roll Center*)

O centro de rolagem (CR), tendo como referencial a vista frontal do veículo, é o ponto imaginário no qual a massa suspensa do carro gira em torno. Nesse ponto é onde as forças laterais entre a massa não suspensa (pneu e suspensão) e a massa suspensa são transmitidas (BLUNDELL, 2004). Sua representação pode ser observada na Figura 19.

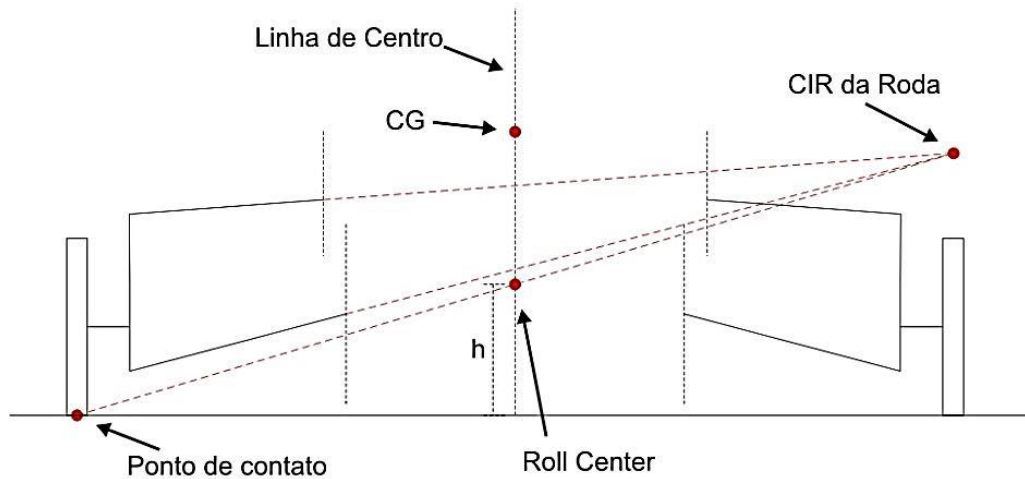


Figura 19: Altura do centro de rolagem.

A determinação do centro de rolagem determina o momento de rolagem do eixo. Quanto maior a distância entre o centro de rolagem e o centro de gravidade do veículo ocasiona um maior momento de rolagem do eixo. Para MILLIKEN & MILLIKEN (1995) um CR baixo é indicado para carros que transitam em pista lisa bem como em carros de competição com baixo centro de gravidade, como ocorre em categorias de asfalto em circuito. Um centro de rolagem alto é indicado para veículos que executam mudanças rápidas de direção, tornando o veículo mais responsivo.

2.2.4.9 Anti-dive, Anti-squat e Anti-lift

Os efeitos “*Anti*” em uma suspensão são a descrição da força de acoplamento entre as massas não suspensas e suspensas devido a transferência de forças longitudinais. Os efeitos “*Anti*” são função da geometria lateral da suspensão, que é representada na vista lateral. Esses efeitos são presentes apenas durante aceleração ou frenagem do veículo.

Com o dimensionamento dos efeitos “*Anti*” em uma suspensão é possível variar a carga transferida para as molas ou braços da suspensão bem como o comportamento de mergulho e arfagem do veículo.

Os efeitos “*Anti*” são medidos em porcentagem. Tendo efeito de 0%, todo o carregamento transferido é suportado pelas molas e nenhum carregamento é exercido nos braços da suspensão. Tendo efeito de 100% *Anti*, todo o carregamento

transferido é suportado pelos braços e nenhum carregamento é exercido nas molas (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

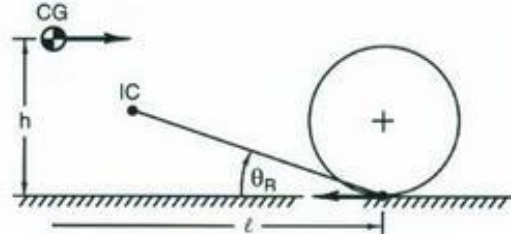


Figura 20: Geometria dos efeitos “Anti”. Fonte: MILLIKEN & MILLIKEN, 1995.

Fatores importantes na geometria dos efeitos “Anti”:

- A geometria *Anti-Dive* na suspensão dianteira reduz o “mergulho” da frente do veículo, fazendo com que o amortecedor não trabalhe comprimido;
- A geometria *Anti-Lift* evita que a massa suspensa se desloque em acelerações;
- A geometria *Anti-Squat* reduz a arfagem do veículo em acelerações.

2.2.4.10 Subesterçamento e Sobreesterçamento

No desenvolvimento da suspensão de um veículo, deve-se definir o comportamento em curvas para atender as necessidades a qual ele será aplicado. O comportamento em curva pode ser dividido em três grupos: subesterçantes, sobreesterçantes e neutro.

Tendo como referência um veículo que percorre uma curva de raio constante, caso o motorista tenha a necessidade de girar mais o volante para dentro da curva para que o carro se mantenha na trajetória à medida que a velocidade aumenta, diz respeito a um veículo de comportamento subesterçante (GILLESPIE, 1992).

Tendo como referência um veículo que percorre uma curva de raio constante, caso o motorista tenha a necessidade de girar o volante para fora da curva de forma a manter o veículo na trajetória ao decorrer do aumento da velocidade, tem-se um veículo de comportamento sobreesterçante.

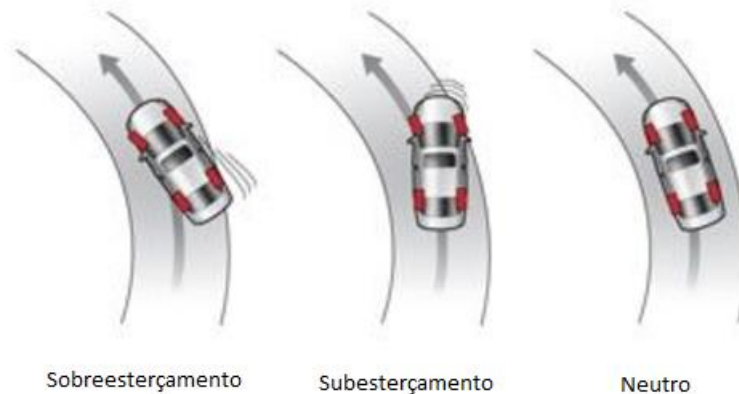


Figura 21: Comportamento em curva. Fonte: www.quora.com

Podemos dizer que um carro subesterçante tende a sair de frente e que um carro sobreesterçante tende a sair de traseira. O comportamento neutro, como o nome já sugere, não requer do motorista alteração do ângulo de esterçamento das rodas para mantê-lo na trajetória da curva.

Em veículos de competição *off road* como é o caso do *Rally Cross-Country*, o sobreesterçamento é uma característica desejada, devido ao fato de que ao veículo “sair de traseira” apontando a frente do carro para dentro da curva, faz com que um menor esforço na direção seja necessário possibilitando contornar curvas de raio menor com maior facilidade.

2.2.4.11 Transferência de carga longitudinal e lateral

Durante acelerações e frenagens, cargas são transferidas do par de rodas dianteiras para as traseiras, e das traseiras para as dianteiras respectivamente. Segundo MILLIKEN & MILLIKEN (1995) isso ocorre devido à localização do centro de massa do veículo estar acima do solo, a uma distância h .

A geometria da suspensão ocorre uma grande influência da altura do CG. Por isso, o cálculo da transferência de carga longitudinal é de grande importância para a determinação de parâmetros como *Anti-Dive*, *Anti-Squat* e *Anti-Lift*.

Quando um veículo se encontra em situação de curva, cargas são transferidas das rodas internas para as rodas externas em relação ao centro do raio da curva. Assim como na transferência de carga longitudinal, isso ocorre devido à localização do centro de massa do veículo estar acima do solo, a uma distância h .

2.2.4.12 Pontos de articulação (*hardpoints*)

Os *hardpoints* são entidades básicas que definem a posição dos elementos de construção de um protótipo virtual. Eles são parametrizáveis por suas coordenadas x , y e z . No projeto de uma suspensão os *hardpoints* são essenciais para o desenvolvimento da geometria e modelagem em softwares como o ADAMS/Car®.



Figura 22: *hardpoints* de uma suspensão Duplo A. Fonte: www.abrilquatorrodas.com.br (modificado).

2.2.4.13 Planos de uma suspensão

Para o desenvolvimento e análise da geometria de uma suspensão é necessário a criação do plano frontal e lateral, para que assim parâmetros como o posicionamento das bandejas, inclinação do pino mestre, ângulos *Anti-Dive* e *Anti-Squat* possam ser determinados.

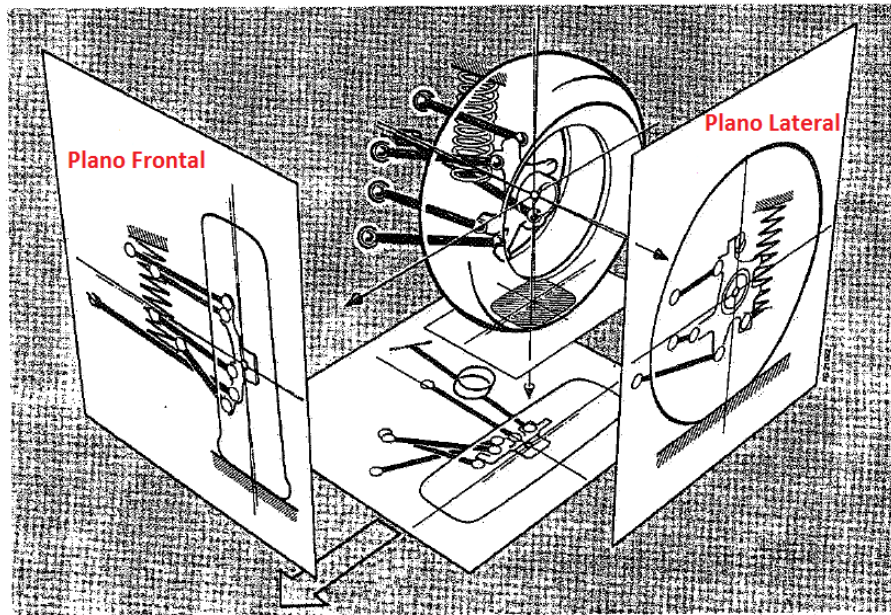


Figura 23: Planos de uma suspensão. Fonte: MILLIKEN & MILLIKEN, 1995 (modificado).

3. METODOLOGIA

3.1 ANÁLISE DA ATUAL SUSPENSÃO

A análise da atual suspensão é de grande importância para obtenção dos parâmetros geométricos e cinemáticos desse subsistema. Para a obtenção desses dados serão executados os procedimentos analíticos e modelagens descritas a seguir:

- Localização do centro de gravidade;
- Aquisição dos *hardpoints* da suspensão;
- Plano Frontal das suspensões;
- Plano Lateral das suspensões;
- Comportamento vertical da suspensão.

3.1.1 Localização do Centro de Gravidade (CG)

A localização do centro de gravidade é fundamental para a análise da geometria de uma suspensão de um veículo. Sua altura em relação ao solo influencia diretamente na transferência de carga longitudinal e lateral no carro.

A localização do CG foi feita em condições PBT (Peso bruto total), condição de carga máxima do uso do veículo, a qual ele estará submetido durante as competições. As condições PBT do veículo considera o peso de dois ocupantes (160kg), tanque de combustível cheio (75kg) bem como os demais reservatórios de fluídos do veículo estudado.

A camionete em estudo possui dianteira e traseira igual, e é levado em consideração que o CG está localizado na linha de centro longitudinal do veículo, a qual divide a bitola dianteira e traseira ao meio.

O processo inicia-se com a pesagem das rodas na horizontal (paralelas ao solo), devendo-se atentar ao nivelamento das rodas durante o procedimento. Obtendo-se os valores de carga nas rodas, encontra-se a localização do CG entre o eixo dianteiro e traseiro por meio do equacionamento proposto por MILLIKEN & MILLIKEN (1995).



Figura 24: Pesagem do veículo na horizontal.

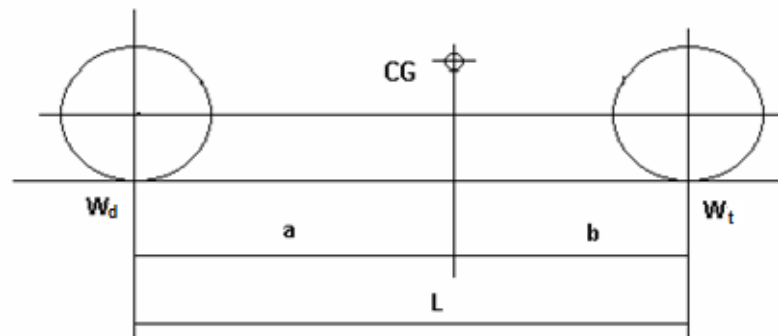


Figura 25: Posicionamento horizontal do CG.

Dados:

- W_d : peso nas rodas dianteiras;
- W_t : peso nas rodas traseiras;
- W : peso do veículo;
- L : distância entre eixos.

Calculando-se o somatório de momentos em torno do eixo traseiro, temos:

$$b = \frac{W_d \times L}{W} \quad (1)$$

$$a = L - b \quad (2)$$

Através das equações (1) e (2) encontra-se a localização horizontal do CG pesando as rodas através de uma célula de carga (Figura 26):



Figura 26: Célula de carga utilizada na pesagem.

Durante a pesagem a suspensão deve ser travada de forma que o mesmo mantenha a altura inicial do veículo verificada na horizontal. Após a pesagem na posição horizontal em seguida a camionete é inclinada a um ângulo pré-determinado. O eixo dianteiro deve ser erguido de forma a produzir um ângulo θ entre a linha que intercede o centro da roda dianteira e traseira em relação a horizontal, como é mostrado na Figura 27 e 28. Por questões de segurança nesse trabalho foram erguidas as rodas dianteiras. Em seguida são pesadas as rodas que se encontram no solo (W'_t).



Figura 27: Pesagem do veículo a um ângulo pré-determinado.

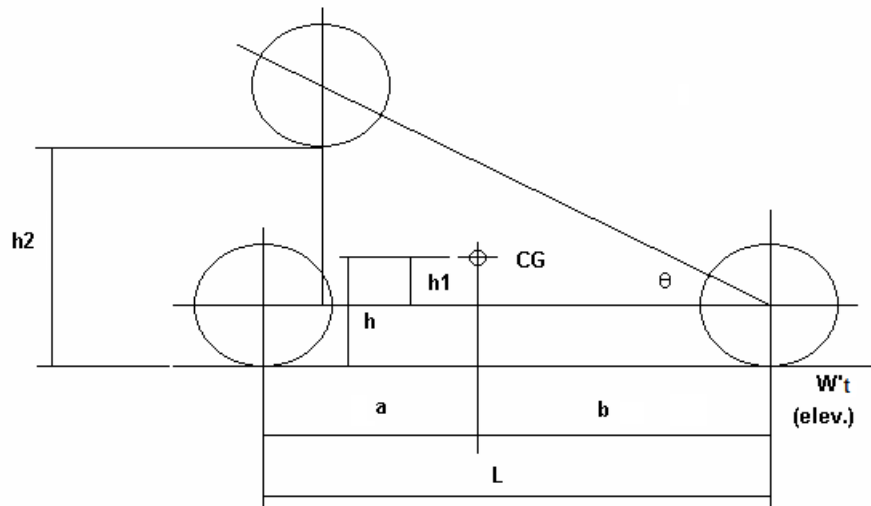


Figura 28: Posicionamento vertical do CG.

Os dados requeridos são:

- W : peso do veículo (kg);
- $W't$: peso nas rodas dianteiras com a traseira levantada (kg);
- B : distância horizontal do eixo traseiro até o CG (mm);
- L : distância entre eixos (mm);
- R_L : raio estático das rodas;
- h : altura do CG (mm) em relação ao solo;
- θ : ângulo de inclinação do veículo.

Os cálculos trigonométricos necessários são:

$$\tan \theta = \frac{h_2}{L} \quad (3)$$

$$\theta = \arctan\left(\frac{h_2}{L}\right) \quad (4)$$

$$h_1 = \frac{(W't \times L) - (W \times b)}{W \times \tan \theta} \quad (5)$$

Sendo h_1 a altura do CG em relação ao centro da roda, ao somarmos esse raio (R_L) encontramos a altura do centro de gravidade em relação ao solo:

$$h = h_1 + R_L \quad (6)$$

3.1.2 Aquisição dos *hardpoints* da suspensão

Os *hardpoints* da suspensão consistem nos pontos que definem a sua geometria e cinemática. A aquisição dos *hardpoints* da suspensão é de vital importância para a modelagem do subsistema em ambiente multicorpos e obtenção dos parâmetros da sua cinemática.

A obtenção dos *hardpoints* foi feita por meio da medição dos componentes da suspensão separadamente, e em conjunto instalados no veículo. Utilizou-se como instrumentos de medição: fita métrica (precisão: 1mm), paquímetro (precisão 0,01mm) e régua (precisão: 1mm). A referência origem (X, Y e Z) utilizada foi o ponto localizado no solo entre as duas suspensões dianteiras como é mostrado na Figura 29. O posicionamento dos *hardpoints* foram aferidos utilizando os ângulos de pino mestre, câmber e caster estáticos definidos pelo fabricante.



Figura 29: Origem do referencial para os *hardpoints*. Fonte: www.en.wheelsage.org (modificado)

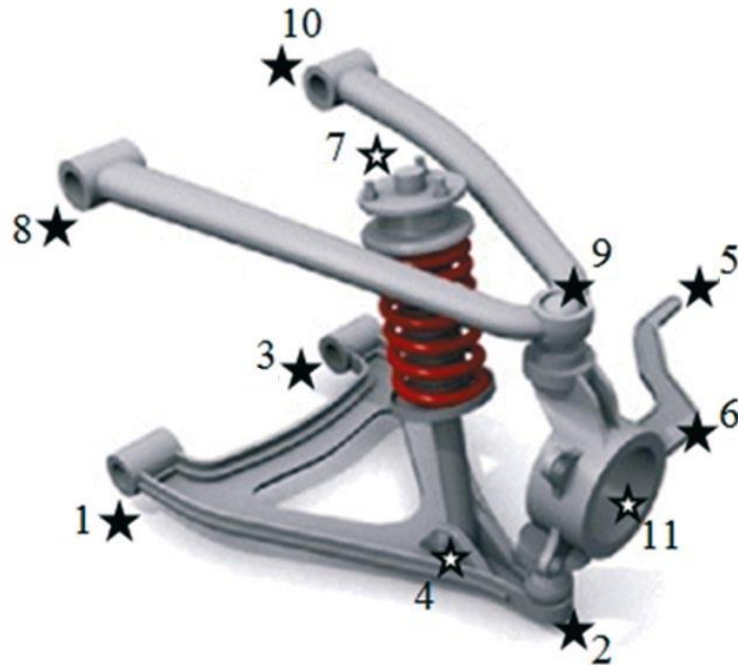


Figura 30: *Hardpoints* suspensão Duplo A. Fonte: SILVA (2014).

Os *hardpoints* necessários da suspensão dianteira da camionete, a qual possui um sistema Duplo A (Figura 30), consistem em:

1. Ponto de fixação frontal do braço inferior no chassi;
2. Ponto de fixação do braço inferior na manga;
3. Ponto de fixação traseiro do braço inferior no chassi;
4. Ponto de fixação do amortecedor na bandeja;
5. Ponto de fixação do braço da direção no chassi;
6. Ponto de fixação do braço da direção na manga;
7. Ponto de fixação do amortecedor no chassi;
8. Ponto de fixação frontal do braço superior no chassi;
9. Ponto de fixação do braço superior na manga;
10. Ponto de fixação traseiro do braço superior no chassi;
11. Ponto de fixação da ponta de eixo na roda.

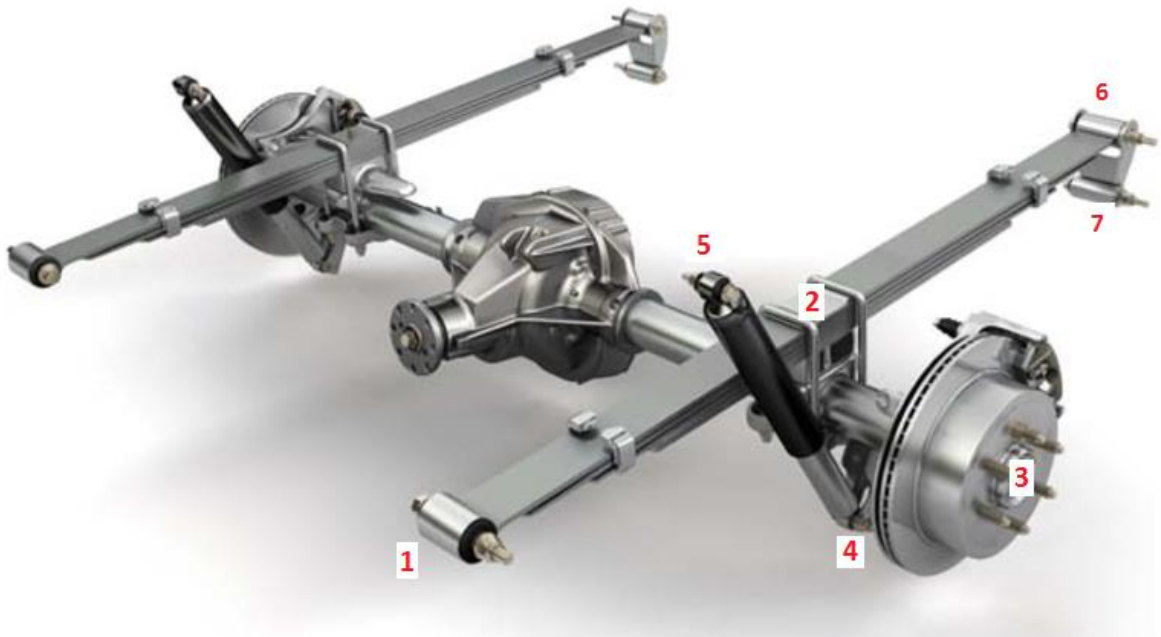


Figura 31: *Hardpoints* suspensão de eixo rígido. Fonte: www.motorsportscenter.com (modificado)

Os *hardpoints* necessários da suspensão traseira da camionete, a qual possui um sistema de eixo rígido com feixe de mola (Figura 31), consistem em:

- 1r. Ponto de fixação frontal do feixe de mola;
- 2r. Ponto de fixação do feixe de mola no diferencial;
- 3r. Ponto de fixação da ponta de eixo na roda;
- 4r. Ponto de fixação do amortecedor no diferencial;
- 5r. Ponto de fixação do amortecedor no chassi;
- 6r. Ponto de fixação do feixe de mola na jumelo;
- 7r. Ponto de fixação do jumelo no chassi.

3.1.3 Plano Frontal da suspensão

A modelagem do plano frontal e lateral da suspensão é necessária para a obtenção de parâmetros da geometria. Para isso foi utilizado o *software* CATIA V5® através da ferramenta *Part Design*.

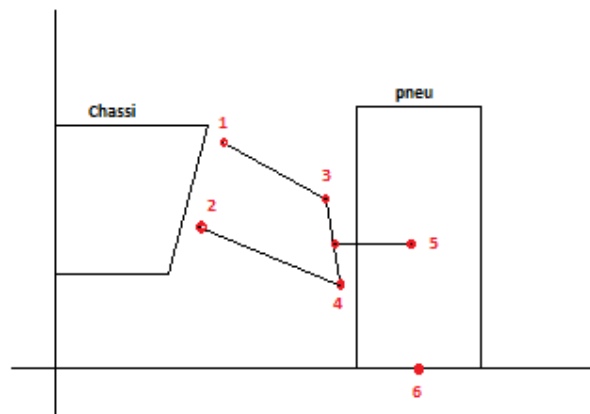


Figura 32: Vista frontal da suspensão Duplo A.

Para o desenvolvimento do plano frontal da suspensão Duplo A (dianteira) são necessários os seguintes dados ilustrados na Figura 32:

1. Ponto médio entre as fixações da bandeja superior no chassi;
2. Pontos médio entre as fixações da bandeja inferior na manga;
3. Ponto de fixação da manga na bandeja superior;
4. Ponto de fixação da manga na bandeja inferior;
5. Ponto de fixação da ponta de eixo na roda;
6. Ponto central do pneu com o solo.

A intersecção das linhas criadas pelos pontos 1,3 e 2,4 determina o Centro Instantâneo da suspensão, o qual é utilizado para a criação da linha que determina a altura do Centro de Rolagem. Essa altura é determinada pela intersecção da linha que cruza o ponto 6 e o CI com a linha vertical do centro do veículo, como é ilustrado na Figura 33. A inclinação do pino mestre é determinada pelo ângulo formado entre a linha 3,4 com a vertical.

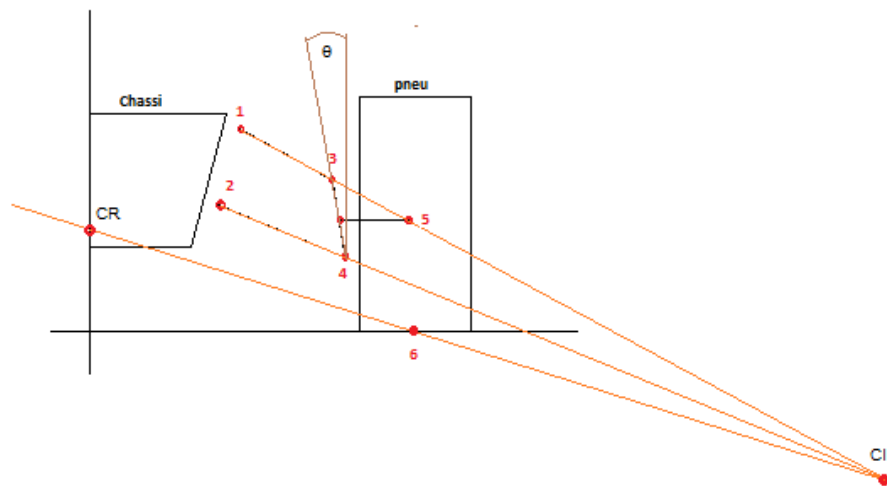


Figura 33: Geometria da vista frontal suspensão Duplo A.

Através desses pontos obtém-se:

- Centro Instantâneo (CI);
- Centro de rolagem (CR);
- Cambagem em repouso;
- Inclinação do pino mestre em repouso.

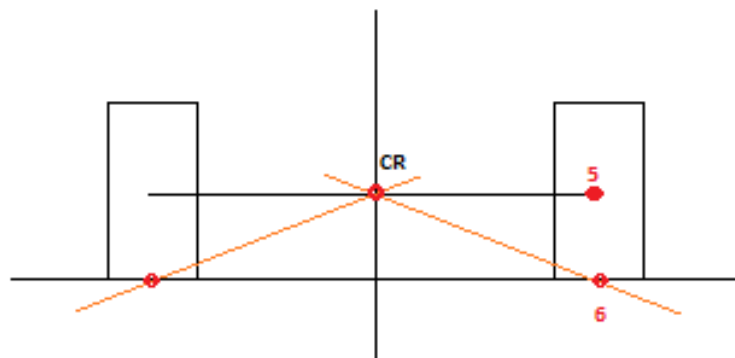


Figura 34: Geometria frontal suspensão eixo rígido.

Para o desenvolvimento do Plano Frontal da suspensão de eixo rígido (traseira) é necessário apenas o ponto de fixação do diferencial na roda. A linha criada pela intersecção do ponto central do eixo com o ponto 6 determina o Centro de Rolagem. Cambagem e inclinação do pino mestre são 0° em uma suspensão de eixo rígido.

3.1.4 Plano lateral da suspensão

Após a modelagem o Plano Frontal, é feito a construção da geometria lateral da suspensão dianteira e traseira em conjunto. Para a suspensão dianteira, a intersecção das linhas criadas pelos pontos 3,4 e 1,2 determina o Centro Instantâneo lateral da suspensão. A linha que cruza o ponto 7 com o CI forma o ângulo θ_f com o solo, chamado de ângulo *Anti-Dive*.

Para a suspensão traseira, a linha formada pelos pontos 5 e 8 criam um ângulo θ_r com o solo, chamado de ângulo *Anti-Squat*.

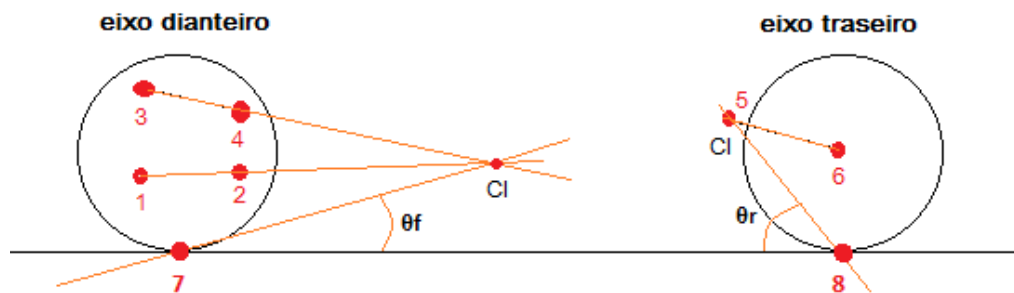


Figura 35: Geometria lateral das suspensões.

Para o desenvolvimento do Plano Lateral da suspensão Duplo A (dianteira) e eixo rígido (traseira) são necessários os seguintes dados:

1. Ponto de fixação frontal do braço inferior no chassi;
2. Ponto de fixação traseiro do braço inferior no chassi;
3. Ponto de fixação frontal do braço superior no chassi;
4. Ponto de fixação traseiro do braço superior no chassi;
5. Ponto de fixação frontal do feixe de mola;
6. Ponto de fixação da ponta de eixo na roda;
7. Ponto central do pneu dianteiro com o solo;
8. Ponto central do pneu traseiro com o solo.

Através desses pontos obtém-se:

- Centro Instantâneo dianteiro e traseiro (CI);
- Ângulo de *Anti-Dive* (θ_f);

- Ângulo de *Anti-Squat* (θ_r);

3.1.5 Comportamento vertical da suspensão

A fim de se analisar o comportamento vertical da suspensão dianteira, é feito a modelagem multicorpos por meio do *software* MSC-ADAMS®, utilizando a ferramenta ADAMS/Car®. Os dados necessários de entrada para a modelagem são descritos no item 3.1.2.

Para a modelagem da suspensão dianteira é utilizado como referência o capítulo 5 do livro MSC ADAMS: Guia Prático de Utilização (SILVA; NUNES, 2014). Nesse capítulo é apresentado um tutorial de construção de uma suspensão Duplo A que possibilita a criação dos gráficos da variação de caster, convergência, câmber, altura do centro de rolagem e inclinação do pino mestre.

Para a modelagem da suspensão traseira que é do tipo eixo rígido, será feita sua modelagem por meio da ferramenta ADAMS/Car® tendo como simplificação a substituição do feixe de mola por um *link* de forma a manter o movimento relativo do diferencial, e adicionando uma mola helicoidal no mesmo eixo do amortecedor.

3.2 BENCHMARKING

A competição de *Rally Cross-Country* regulamentada pela FIA (Federação Internacional Automotiva) não limita parâmetros geométricos dos veículos, o que torna possível dimensionar o tamanho do veículo e sua suspensão de diversas maneiras.

A fim de se ter um melhor parâmetro das dimensões e modelos de suspensão utilizadas nesse tipo de competição, o levantamento de dados dos principais veículos expoentes no *Rally Cross-Country* é um meio de se ter um referencial por parte de veículos projetados por um grupo de engenheiros com longa experiência nessa modalidade de competição *off road*.

Nessa pesquisa foram selecionados 10 veículos que ao longo dos anos obtiveram os melhores resultados nas principais competições de *Rally Cross-Country* ao redor do mundo, foram eles:

- Bmw GPR 1;

- Bmw X3 CC X-Raid;
- Bmw X6 Rally;
- Toyota Hilux *by* Overdrive;
- Mini All4 Racing;
- Mitsubishi Racing Lancer;
- Mitsubishi Triton RS;
- Nissan NP300;
- Nissan Navara Rally;
- Sherpa PB.

Na imagem 36 temos a ilustração de alguns desses veículos:



Figura 36: 1-Mitsubishi Racing Lancer, 2- Mini All4 Racing, 3- Toyota Hilux by Overdrive, 4- Sherpa PB.

Os dados a serem coletados dos veículos são:

- Entre eixo dianteiro e traseiro;
- Bitola;
- Curso de amortecimento dianteiro e traseiro;
- Tipo de suspensão dianteira e traseira;
- Peso total do veículo.

Após a determinação dos valores das dimensões pesquisadas bem como do tipo de suspensão mais utilizado nos veículos analisados será feito um comparativo crítico tendo como referência os dados analisados e a revisão da bibliografia a qual analisa os prós e contras de cada geometria e sua melhor aplicação.

3.3 PROPOSTA DE MODIFICAÇÃO DA SUSPENSÃO

A fim de se ter uma geometria e cinemática mais apurada para o uso de competição, nessa fase do projeto será determinado os parâmetros iniciais (entre eixo, bitola, curso de amortecimento e tipo de suspensão dianteira e traseira) para assim desenvolver a geometria, analisar seu comportamento cinemático e por último projetar os componentes da suspensão.

Para essa proposta, será feito:

- Plano Frontal e Lateral da suspensão;
- Modelagem dos *hardpoints* em CAD;
- Comportamento vertical da suspensão e análise com perfil de pista;
- Calculo da transferência de carga longitudinal e lateral;
- Definição do material;
- Modelagem dos componentes;
- Análise estática dos componentes.

Os itens Plano Frontal e Lateral da suspensão, modelagem dos *hardpoints* em CAD, comportamento vertical da suspensão são feitas da mesma forma como mostrados no item 3.1.

3.3.1 Transferência de carga

A fim de se ter um comparativo da proposta de modificação da suspensão com a atual suspensão utilizada no veículo, serão calculadas as transferências de carga longitudinal e lateral em ambos os projetos com base nos cálculos determinados por MILLIKEN & MILLIKEN (1995).

3.3.1.1 Cálculo da transferência de carga Longitudinal

Para calcular a transferência de carga longitudinal em um caso de aceleração positiva a_x ou negativa $-a_x$ (medida em ft./s^2), uma força de reação inercial

semelhante a força centrífuga é desenvolvida, a qual chamamos de WA_x , onde A_x é a_x expresso em unidades “g” (referentes a força da gravidade, $A_x = a_x/32.2$) (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

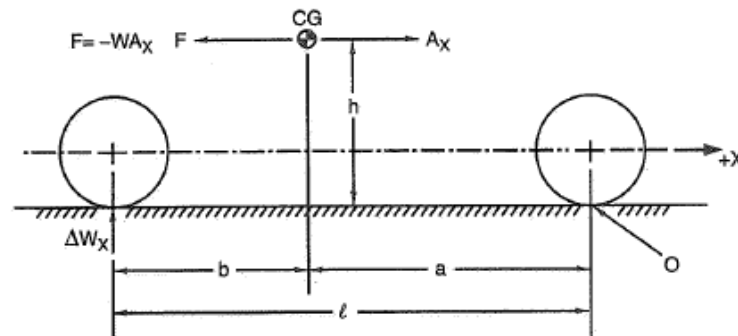


Figura 37: Transferência longitudinal de carga. Fonte: MILLIKEN & MILLIKEN, 1995.

Na Figura 37 l é a medida do entre eixos do veículo e a e b as distâncias dos eixos ao CG do veículo. Determinando o momento em O , encontramos a equação que determina o valor de ΔW_x :

$$\Delta W_x l = h W A_x \quad (7)$$

$$\Delta W_x = \frac{h}{l} W A_x \quad (8)$$

O valor de ΔW_x a ser encontrado representa a carga transferida do eixo dianteiro para o traseiro em uma aceleração ou o oposto no caso de uma frenagem.

3.3.1.2 Cálculo da transferência de carga Lateral

As forças de esterçamento ($S_L + S_R$) geradas nos pneus do veículo resultam na aceleração lateral a_y (medido em ft./s^2) ou A_y (medido em “g”, $A_y = a_y/32.2$). A força centrífuga produzida é denominada por WA_y . A bitola é denominada por t , a altura do CG por h e a carga em cada roda W_L para a esquerda e W_R para a direita (MILLIKEN & MILLIKEN, 1995).

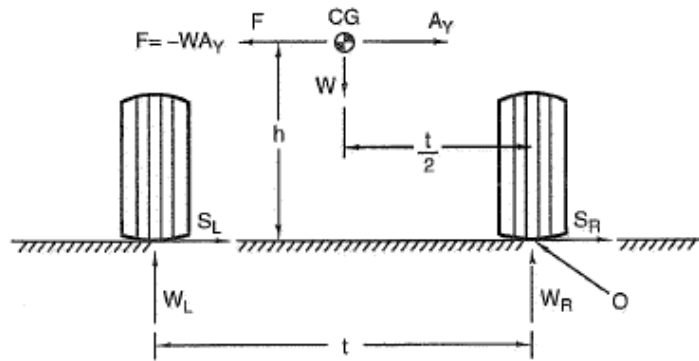


Figura 38: Transferência lateral de carga. Fonte: MILLIKEN & MILLIKEN ,1995.

Para encontrarmos os valores de W_L calculamos os momentos em torno de O (pneu direito):

$$W_L t = W \frac{t}{2} + W A_Y h \quad (9)$$

Ou

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{W A_Y h}{t} \quad (10)$$

Considerando simetria entre a distribuição de peso do lado esquerdo e direito do veículo ($W/2$), a transferência de carga devido à curva é:

$$\Delta W = W_L - \frac{W}{2} = \frac{W A_Y h}{t} \quad (11)$$

O valor de ΔW pode ser melhor entendido como o valor de carga transferido do lado direito para o lado esquerdo do veículo.

3.3.2 Análise da suspensão em perfil de pista

Através do *software* MSC-ADAMS®, utilizando a ferramenta ADAMS/View®, um modelo de $\frac{1}{4}$ do veículo será analisado em um perfil de pista que simula as condições de uso no qual um veículo de competição de *Rally Cross-Country* é submetido. Serão obtidos os esforços em cada ponto de fixação dos componentes da suspensão. Esses esforços serão utilizados nas análises estática dos componentes da suspensão de forma a se ter um resultado mais realista quanto ao carregamento que os componentes serão submetidos.

3.4 DEFINIÇÃO DO MATERIAL

A definição do material a ser utilizado nos componentes da suspensão é de extrema importância para o projeto e desempenho do veículo. Para a definição do material a ser utilizado serão considerados os fatores:

- Resistência mecânica.
- Densidade do material;
- Processo de fabricação dos componentes;
- Custo do material;

3.5 MODELAGEM E ANÁLISE DOS COMPONENTES

Para o desenvolvimento dos CADs dos componentes da suspensão será utilizado o *software* CATIA V5®, onde tendo como base os *hardpoints* projetados para a proposta de modificação da suspensão, serão desenvolvidos os braços das suspensões e a manga.

Com os CADs finalizados, serão exportados para o *software* ANSYS®, onde *Workbench* serão submetidos a uma análise estática a fim de se verificar os valores de tensão máxima a qual estão sendo submetidos. A partir desses valores é possível definir o coeficiente de segurança dos componentes, de forma a prevenir incertezas quanto as propriedades do material, esforços aplicados, dentre outros.

4. RESULTADOS PARCIAIS

4.1 LOCALIZAÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE (CG)

Seguindo a metodologia para o cálculo do CG determinado no item 3.1.1, tendo o veículo em condições PBT elaborou-se a tabela a seguir:

Tabela 1: Nomes e valores de carga

Posição do veículo	Peso nas rodas dianteiras (Wd)	Peso nas rodas traseiras (Wt)	Peso do veículo (W)	Condição de carga	Distância entre eixos (L)
Horizontal	1132,5kg	852,5kg	1985kg	PBT	2960mm
Frente elevada em 500mm	1086,6kg	898,4kg			

Aplicando-se as equações (1), (2), e (5) chegamos aos seguintes valores:

Tabela 2: Nomes e valores da localização do CG

Localização do CG		
Horizontal		Vertical
a	b	$h1$
1256,0mm	1704,0mm	496,1mm

Observando que $h1$ é a altura do CG em relação à linha que une os centros das rodas dianteira e traseira, deve-se considerar agora o raio estático das rodas para determinar a altura do CG em relação ao solo (h), como é mostrado na equação (6). Assim encontramos o valor de h que é 884,8mm.

4.2 AQUISIÇÃO DOS *HARDPOINTS* DA SUSPENSÃO

A obtenção dos *hardpoints* feita de forma analítica no trabalho tomou como referencial (X, Y e Z) origem o ponto localizado no solo entre as duas suspensões dianteiras, o que resultou nos seguintes valores para a suspensão dianteira:

Tabela 3: Coordenadas dos *hardpoints* suspensão dianteira.

Número	Coordenada\Eixo	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1	Ponto de fixação frontal do braço inferior no chassi	270	265	341,75
2	Ponto de fixação do braço inferior na manga	7,629	620,569	279,716
3	Ponto de fixação traseiro do braço inferior no chassi	-130	265	341,75
4	Ponto de fixação do amortecedor na bandeja	20	425	341,75
5	Ponto de fixação do braço da direção no chassi	100	300,3	430
6	Ponto de fixação do braço da direção na manga	90	592,909	375
7	Ponto de fixação do amortecedor no chassi	20	365	631,75
8	Ponto de fixação frontal do braço superior no chassi	125	365	591,75
9	Ponto de fixação do braço superior na manga	-6,772	550,742	553,542
10	Ponto de fixação traseiro do braço superior no chassi	-85	365	591,75
11	Ponto de fixação da ponta de eixo na roda	0	712,5	388,7

As coordenadas da suspensão traseira resultaram nos seguintes valores:

Tabela 4: Coordenadas dos *hardpoints* da suspensão traseira.

Número	Coordenada\Eixo	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
1r	Ponto de fixação frontal do feixe de mola	-2040	557,5	388,7
2r	Ponto de fixação do feixe de mola no diferencial	-2960	555	388,7
3r	Ponto de fixação da ponta de eixo na roda	-2960	710	388,7
4r	Ponto de fixação do amortecedor no diferencial	-2960	510	388,7
5r	Ponto de fixação do amortecedor no chassi	-2960	510	948,7
6r	Ponto de fixação do feixe de mola no jumelo	-3880	555	388,7
7r	Ponto de fixação do jumelo no chassi	-3850	555	448,6

Com o auxílio do *software* CATIA V5®, plotando os pontos adquiridos mostrados nas Tabelas (4) e (5), e conectando os pontos dos braços das suspensões geramos a Figura 39, disposta na mesma posição que a Figura 29 para melhor elucidação:

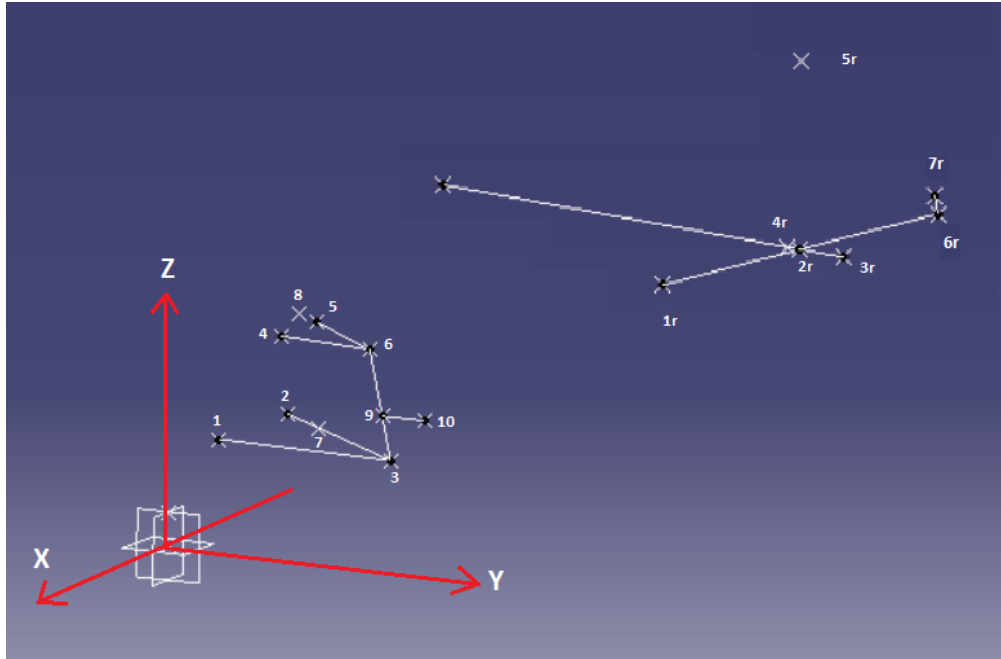


Figura 39: Disposição dos *hardpoints* em um plano 3D.

4.3 PLANO FRONTAL DA SUSPENSÃO

Na Figura 40 temos a geometria frontal da suspensão Duplo A dianteira. Nela pode-se ver o centro de rolagem a uma distância de 84,622mm do solo e a inclinação do pino mestre em condição neutra de $14,5^\circ$. O CG que é elevado como na maioria dos veículos *off road*, encontra-se distante do CR, o que provoca uma grande transferência de carga lateral (GILLESPIE, 1992).

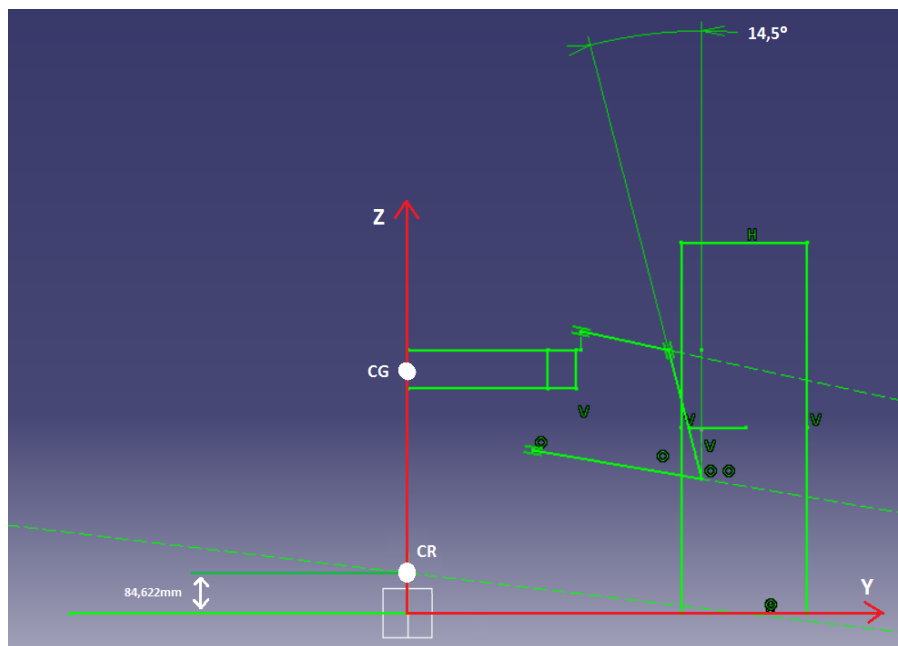


Figura 40: Plano Frontal da suspensão dianteira.

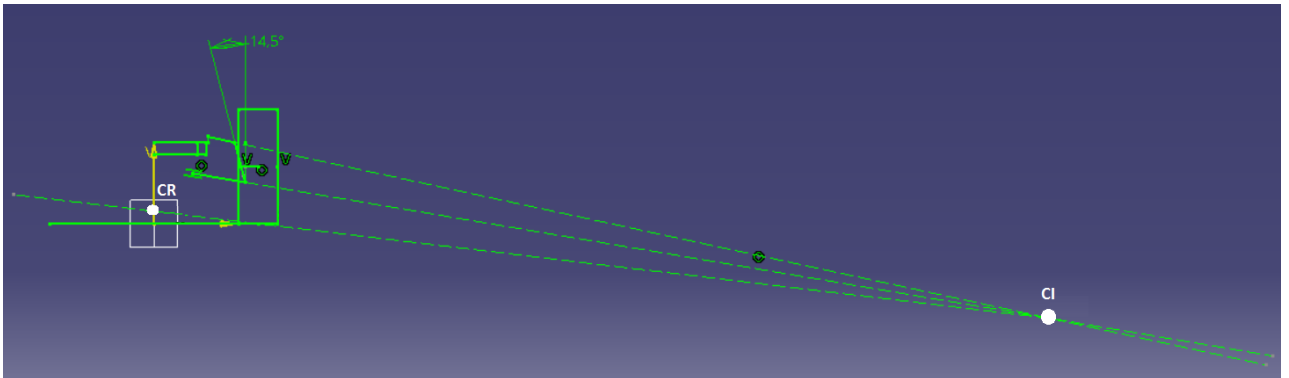


Figura 41: CI da suspensão dianteira.

Na suspensão traseira, que é do tipo eixo rígido, o CR encontra-se no meio do eixo, tornando-o bem mais elevado do que o dianteiro. Sua distância mais próxima do CG provoca menor transferência de carga lateral.

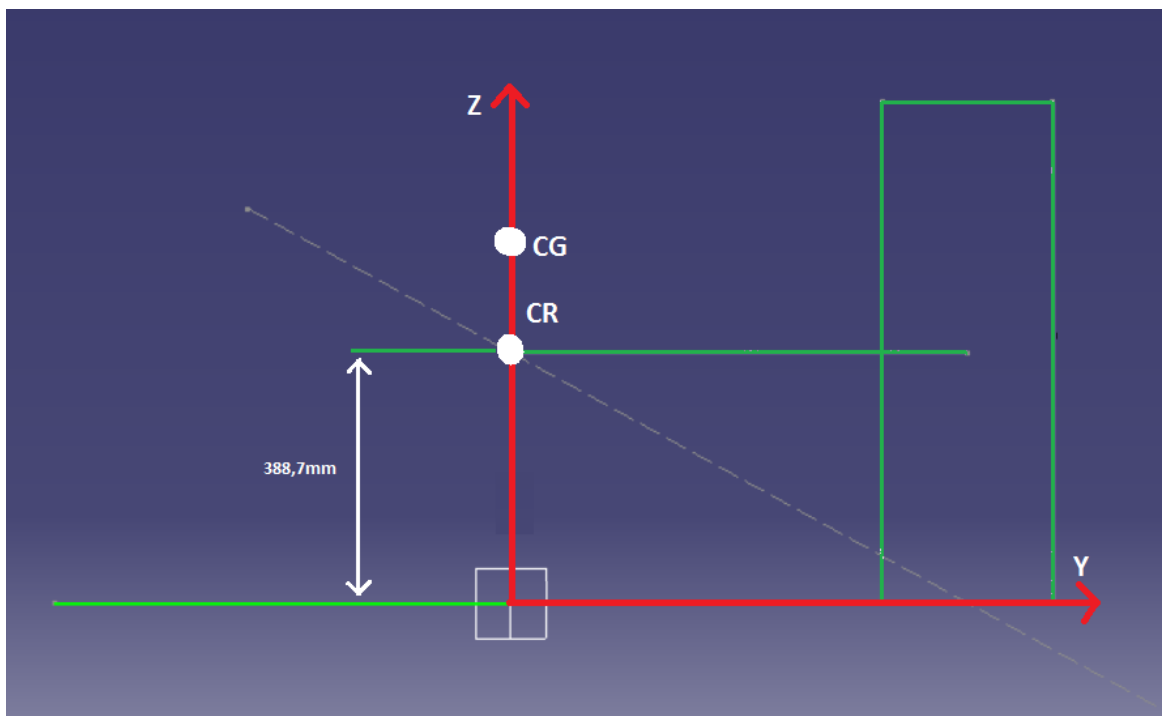


Figura 42: Plano Frontal da suspensão traseira.

4.4 PLANO LATERAL DA SUSPENSÃO

Na vista lateral da geometria da suspensão torna-se visível a geometria simples da suspensão Duplo A dianteira. As bandejas encontram-se paralelas ao solo, o que propicia um ângulo *Anti-Dive* de 0° , que segundo MILLIKEN & MILLIKEN (1995) faz

com que toda a transferência de carga longitudinal sobrecarregue as molas, e nenhuma carga nas bandejas.

Na suspensão traseira tem-se um ângulo de $22,904^\circ$ de *Anti-Squat*, o que reduz o carregamento da suspensão traseira em caso de acelerações.

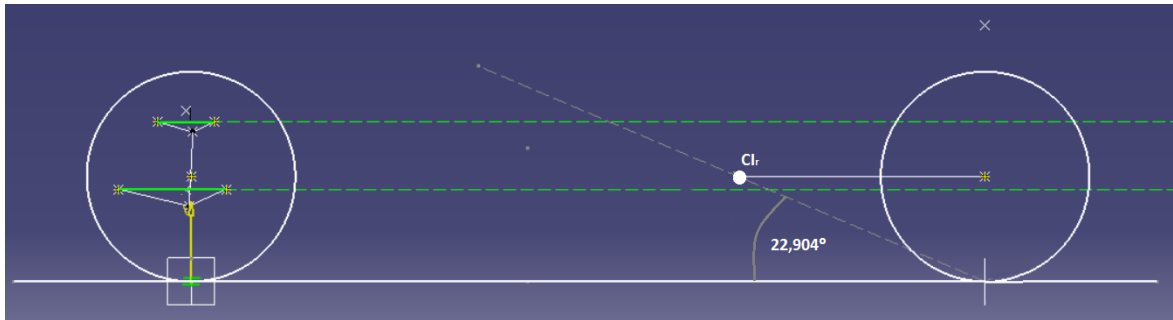


Figura 43: Ângulo *Anti-Squat* do veículo.

4.5 COMPORTAMENTO VERTICAL DA SUSPENSÃO

4.5.1 Suspensão dianteira – Duplo A

Os gráficos a seguir mostram a variação dos parâmetros da geometria ao longo do curso de amortecimento.

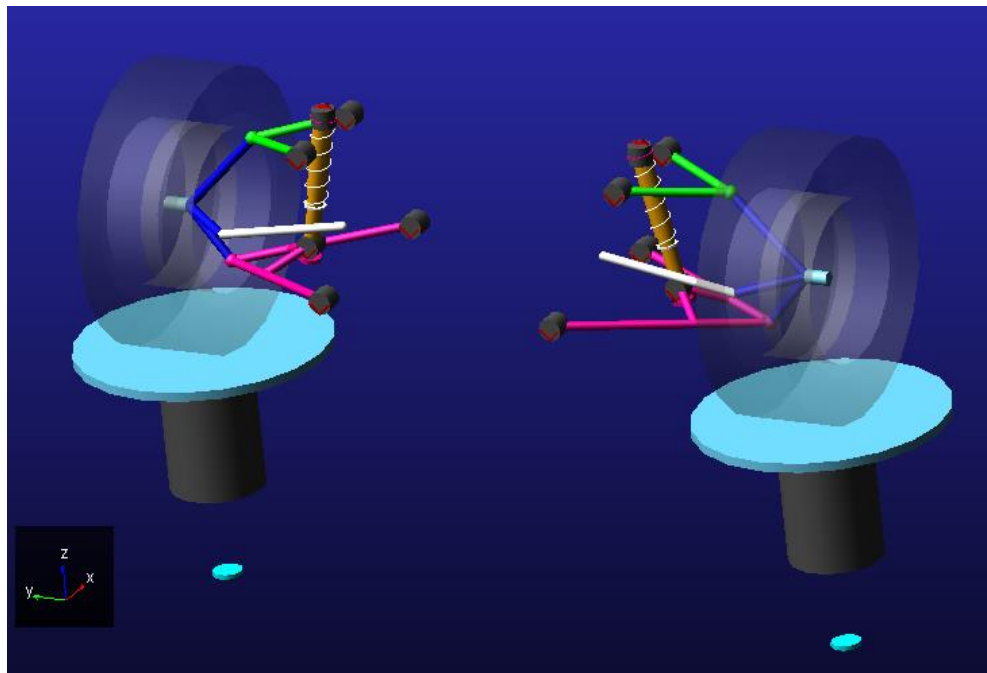


Figura 44. Modelagem suspensão dianteira no *software ADAMS/Car*®.

4.5.1.1 Câmber

A Figura 45 mostra o gráfico da variação da cambagem, observa-se seu valor estático de $-0,05^\circ$, seu valor mínimo de $-2,8^\circ$ e o seu valor máximo de 0° . Em um projeto de suspensão busca-se a menor variação de cambagem possível segundo GILLESPIE (1992), o que minimiza o desgaste dos pneus. Sendo a variação de $2,8^\circ$ ao longo do curso da suspensão, pode-se considera um valor excelente quando comparado a veículos *off road* como o Baja SAE da equipe UnBaja, que possui variação total de 10° .

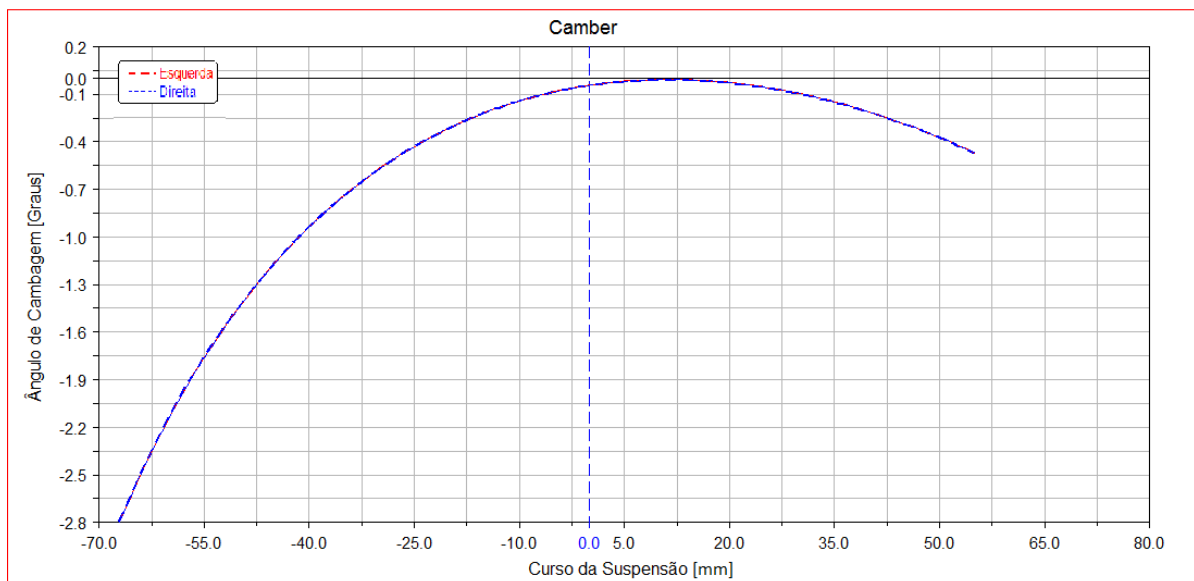


Figura 45 – Gráfico de variação de Câmber.

4.5.1.2 Caster

Na Figura 46 mostra o gráfico da variação do caster ao longo do curso de amortecimento, nele podemos observar o caster estático de 3° , como definido pelo fabricante. O caster positivo assegura uma melhor estabilidade direcional, mas não pode ser excessivo, pois assim em baixas velocidades o esforço para alterar a trajetória teria que ser maior. Analisando o gráfico percebe-se a variação do caster é quase nula.

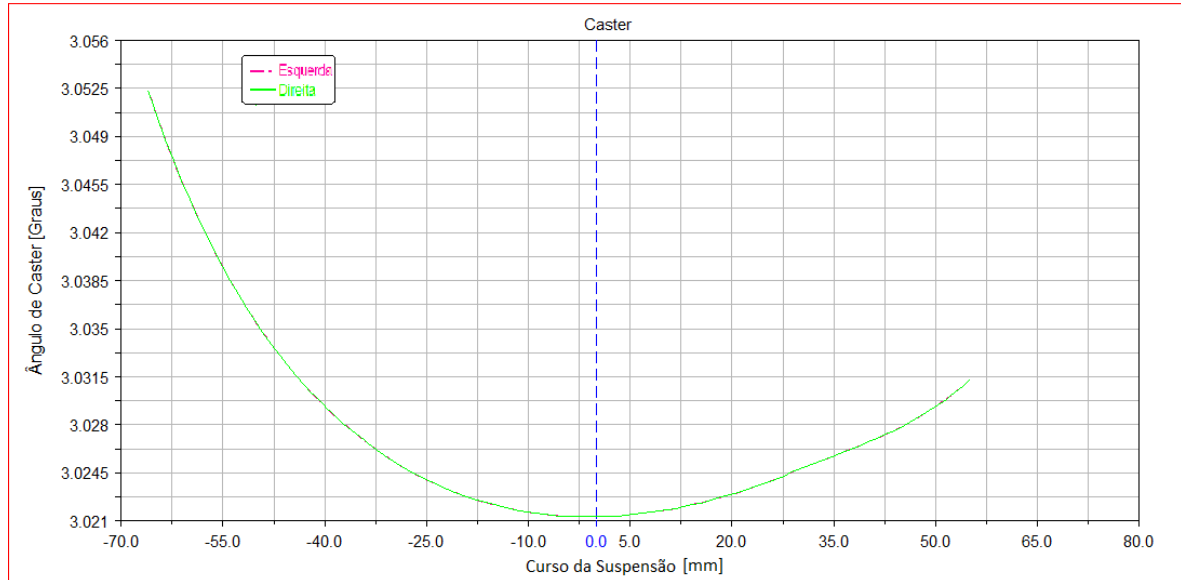


Figura 46 – Gráfico de variação do ângulo de caster.

4.5.1.3 Convergência

Analisando a Figura 47 percebe-se que a variação da convergência é menor que 1.1° , o que é esperado em uma suspensão Duplo A. Boa parte dessa variação é devido ao posicionamento da barra de direção, que em condições de *bound* (compressão) ou *rebound* (extensão) puxa a roda para o centro do carro.

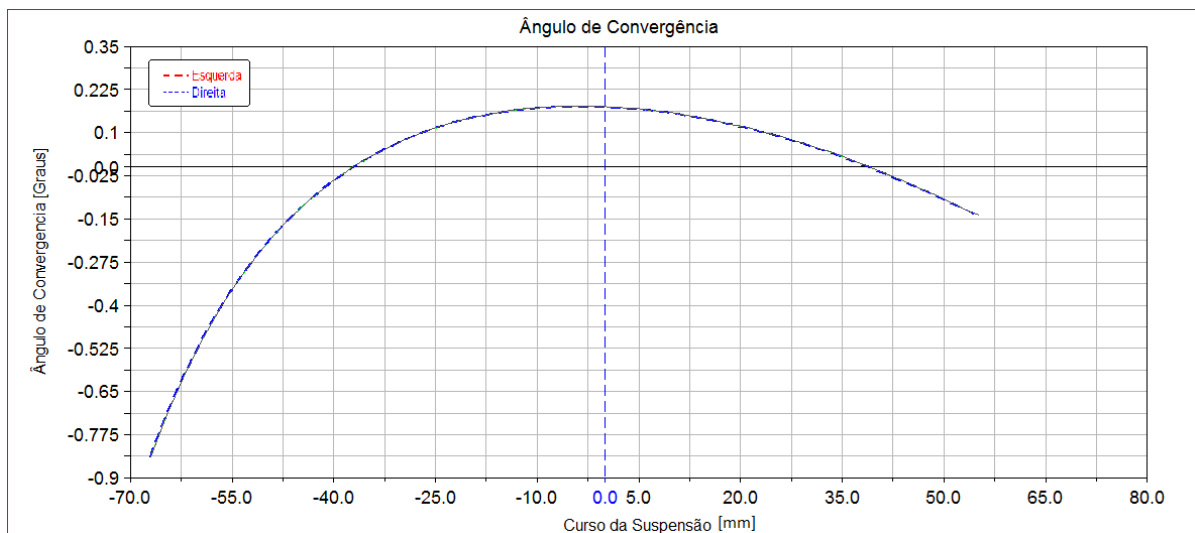


Figura 47 – Gráfico da variação do ângulo de convergência.

4.5.1.4 Inclinação do Pino Mestre

A inclinação do pino mestre observada na Figura 48 varia em 3° , e seu valor estático é de 14.5° como definido pelo fabricante. Essa inclinação auxilia no retorno da roda para a posição de origem após um esterçamento. Esse valor não deve ser

muito alto, principalmente em veículos de competição pois diminuem a sensibilidade do piloto à pista.

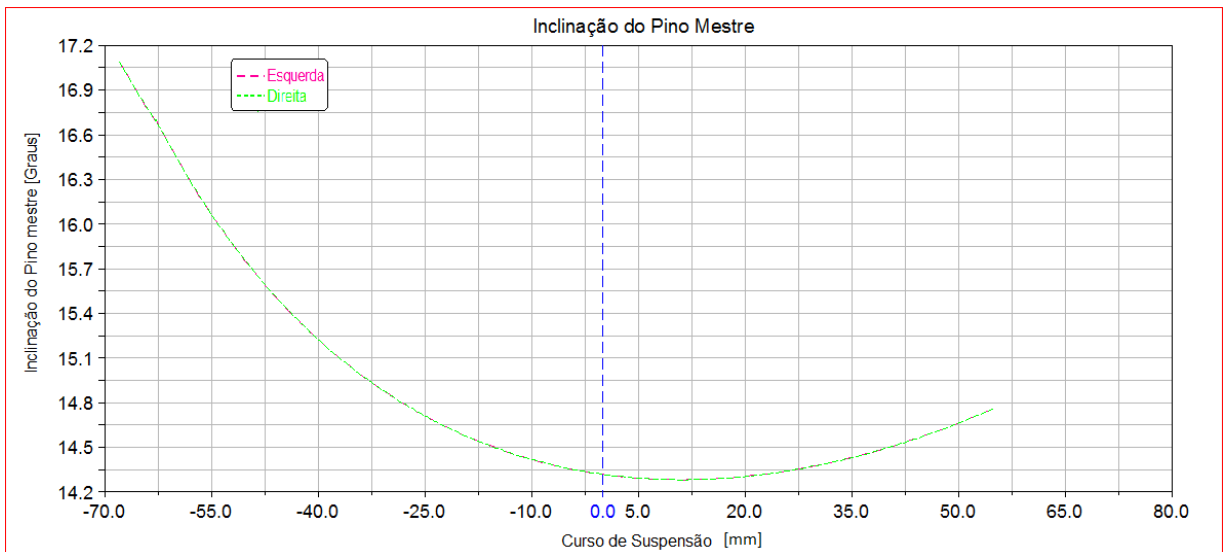


Figura 48 – Gráfico de variação da inclinação do pino mestre.

4.5.1.5 Altura do Centro de Rolagem

Observando o valor estático do centro de rolagem no gráfico da Figura 49, percebemos que é maior que o encontrado pelo método geométrico projetado no CAD. Isso ocorre devido ao modo que o ADAMS/Car® obtém esse valor, que é a partir de forças resultantes de uma excitação no pneu. O valor máximo alcançado pelo CR não ultrapassou os 134mm que é um valor baixo para um veículo *off road*, já que seu CG é alto, ocasionando maior transferência de carga lateral.

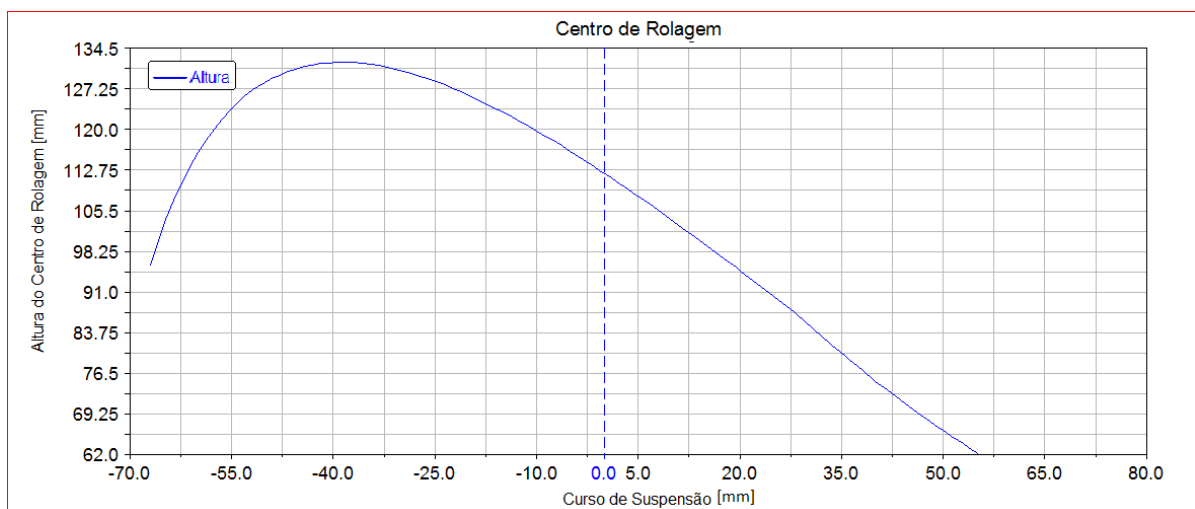


Figura 49 – Gráfico de variação da altura do centro de rolagem.

4.6 BENCHMARKING

O levantamento dos parâmetros determinados no item 3.2 sobre os veículos com melhores desempenho em competições de *Rally Cross-Country* resultou na Tabela 5:

Tabela 5: Parâmetros dos veículos concorrentes.

Veículo	Bitola dianteira [mm]	Bitola traseira [mm]	Entre eixo [mm]	Curso de susp. Dianteira [mm]	Curso susp. Traseira [mm]	Tipo de susp. Diant.	Tipo de susp. Traseira	Peso [kg]
Bmw GPR 1	1990	1990	2850	250	250	Duplo A	Duplo A	1940
Bmw X3 CC X-Raid	1850	1850	2850	250	250	Duplo A	Duplo A	1850
Bmw X6 Rally	1950	1950	2933,5	250	250	Duplo A	Duplo A	1930
Toyota Hilux by Overdrive	1815	1815	2900	250	300	Duplo A	Multilink	1937
Mini All4 Racing	1736	1736	2900	250	250	Duplo A	Duplo A	1953
Mitsubishi Racing Lancer	1780	1780	2900	280	280	Duplo A	Duplo A	1900
Mitsubishi Triton RS	1925	1925	2960	250	250	Duplo A	Multilink	1690
Nissan NP300	1815	1815	2900	250	300	Duplo A	Multilink	2050
Nissan Navara Rally	1850	1850	2900	250	300	Duplo A	Braço	1937,5
Sherpa PB	1750	1750	2900	250	250	Duplo A	Duplo A	1875
VALOR MÉDIO	1846,1	1846,1	2899,35	253	268	-	-	1906,25

Utilizando os valores médios dos parâmetros coletados pode-se observar de:

Positivo:

- O entre eixo de 2960mm é condizente com a média de 2899,35mm;
- O curso da suspensão traseira de 260mm é aproximadamente o mesmo da média;
- O tipo de suspensão Duplo A utilizada na dianteira é unanimidade nos concorrentes;
- O peso do veículo de 1985kg é condizente com a média de 1906,25kg.

Negativo:

- A bitola atual do veículo de 1450mm, é 21.46% menor que o valor médio das bitolas dos concorrentes, de 1846,1mm;
- O curso da suspensão dianteira de 130mm é 48,62% menor que a média dos outros veículos;
- O tipo de suspensão traseira de eixo rígido com feixes de mola não é utilizado por nenhum concorrente, sendo a Duplo A a mais utilizada.

5. CRONOGRAMA DE ATIVIDADES

A Tabela 6 a seguir mostra o cronograma previsto para a entrega do TCC 2:

Tabela 6: Cronograma das Atividades TCC 2.

Atividade	Mês					
	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Análise susp. Traseira atual	■					
Definição dos parâmetros da susp.	■					
Definição do Material		■	■			
Projeto da geometria		■	■			
Cálculo da transferência de carga			■			
Análise no ADAMS®			■			
Projeto CAD				■		
Análise no ANSYS®				■		
Conclusão e Considerações finais					■	
Apresentação						■

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BARBIERI, F. A. A., NETO, A. C.** (2002), "Prototipagem Virtual: Modelagem e Controle de Dinâmica Veicular", SAE Brasil, Anais do 11o Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade, São Paulo, SP, Brasil, 12 p.
- BLUNDELL, M., HARTY, d.** (2004). "Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics".
- CROLLA, DAVID A..** (2009). Automotive Engineering, Powertrain, Chassis System and Vehicle Body.
- DEAKIN, A.; SHOVLIN, A.Ç BROOKS, P.; CROLLA, D.** (1998) Design pf a single seater racing car suspension system. SAE paper 983020. Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigam.
- DIXON, J. C.** (1996). Tires, Suspension and Handling.
- FONTANA, ROMEU.** (2005). "Estudo das características dinâmicas de um veículo 4x4".
- GILLESPIE, T.D..**(1992) "Fundamentals of vehicle dynamics". Society of Automotive Engineers, Inc.
- HAPPIAN-SMITH, J.** (2002). An Introduction to Modern Vehicle Design.
- ISO,** Road vehicles - Vehicle dynamics and road-holding ability - Vocabulary, Geneva: ISO, 2011.
- MACORIN, B., ROGÉRIO.** (2006). "Estudo sobre suspensão automotiva focado em veículos off-road".
- MASSOTE, G., LARISSA.** (2016). "Modelagem e adversidades enfrentadas na concepção de um veículo SAE/Baja em ambiente multicorpos".
- MILIKEN, W. F., & MILIKEN, D.** (1995). Race Car Vehicle Dynamics. SAE International.
- MOMIYAMA, F., KITAZAWA, K., ASUKAI, M., SUZUKI, K. ET AL.,** "Development of "Camion" Truck Winner at '97 Dakar Rally," SAE Technical Paper 983065, 1998, doi:10.4271/983065
- SILVA, R. C. & NUNES, M. A. A.,** (2014). MSC ADAMS: Guia Prático de Utilização. Ed. Edgard Blucher Ltda, São Paulo.
- ZAPLETAL, E.** (2000) Balanced Suspension, SAE paper 2000-01-3572. Motorsports Engineering Conference and Exposition, Dearborn, Michigan.