

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS**

LUCAS NOVELLO

**PROJETO, MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE SUSPENSÃO DUPLO
A PARA RALI APLICADO EM VW FUSCA**

CAXIAS DO SUL

2022

LUCAS NOVELLO

**PROJETO, MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE SUSPENSÃO DUPLO
A PARA RALI APLICADO EM VW FUSCA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Adelair Lino Colombo

CAXIAS DO SUL

2022

LUCAS NOVELLO

**PROJETO, MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMA DE SUSPENSÃO DUPLO
A PARA RALI APLICADO EM VW FUSCA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 01/12/2022

Banca Examinadora

Prof. Me. Adelair Lino Colombo
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Paulo Roberto Linzmaier
Universidade de Caxias do Sul – UCS

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Simone e Pedro, que apesar de tudo nunca mediram esforços em prol da minha educação. A vocês todo meu carinho.

A minha namorada, Luíse, que me incentivou a dar o meu melhor. Este trabalho não seria o mesmo sem a sua revisão e suas sugestões. A você toda a minha gratidão.

Ao meu orientador e professores avaliadores, Adelair, Vagner e Paulo, cujas orientações e críticas foram fundamentais para o desenvolvimento e aprimoramento deste trabalho.

RESUMO

O objetivo do Volkswagen Fusca era motorizar a Alemanha abalada após a Primeira Guerra Mundial, sendo um carro barato, econômico e de fácil manutenção. Devido aos objetivos adotados no desenvolvimento, as características de desempenho foram desfavorecidas em detrimento da simplicidade de manufatura e de manutenção. Este veículo original não é adequado ao ambiente de rali, um tipo de corrida realizada no fora de estrada, geralmente em altas velocidades, principalmente em estradas sem pavimentação. Essas condições de terreno acidentado geram grandes esforços nos componentes de suspensão, podendo ocasionar quebras. Outro ponto a ser melhorado é a distribuição de peso desfavorável no veículo original, aproximadamente 40% no eixo dianteiro e 60% no eixo traseiro. Para melhor controle dinâmico e maior capacidade de curva, o peso deve ficar concentrado entre os eixos do veículo. Este trabalho teve como objetivo a realização de um estudo cinemático e dinâmico de uma suspensão duplo A para utilização no veículo Volkswagen Fusca em provas de rali, juntamente com o reposicionamento do motor para a posição central traseira. Para isso, realizou-se um estudo dos parâmetros iniciais do veículo e dos parâmetros desejados para um sistema de suspensão de rali. Após, foram realizados cálculos iniciais com base nos parâmetros obtidos no passo anterior. A próxima etapa foi a simulação do sistema em software multicorpos Lotus Suspension Analysis para validar seu funcionamento conforme os parâmetros desejados. A seguir houve a construção do sistema em ambiente SolidWorks para verificar aplicabilidade do modelo em relação ao espaço disponível no veículo. Com este trabalho, conclui-se que foi possível desenvolver um sistema de suspensão focado para rali para o veículo Volkswagen Fusca, e que esse sistema atinge os parâmetros desejados e atende as restrições de espaço no veículo.

Palavras-chave: Simulação; suspensão; multicorpos; rali.

ABSTRACT

The aim of the Volkswagen Beetle was to power the shaken Germany after the First World War, being a cheap, economical and easy to maintain car. Due to the development goals, the performance characteristics were disadvantaged at the expense of simplicity of manufacture and maintenance. This vehicle is not originally suitable for the rally environment, a type of racing performed outdoors, usually at highway speeds, mainly on unpaved roads. These rough terrain conditions put great stress on the suspension components, which can cause damage to the system. Another point to be improved is the unfavorable weight distribution on the original vehicle, approximately 40% on the front axle and 60% on the rear axle. For better dynamic control and greater turning capacity, the weight must be concentrated between the vehicle's axles. This work aimed to carry out a kinematic and dynamic study of a double A suspension for use in the Volkswagen Beetle in rally events, together with the repositioning of the engine to rear mid-engine position. For this, a study of the initial vehicle parameters and the desired parameters for a rally suspension system was carried out. Afterwards, initial calculations were performed based on the parameters obtained in the previous step. The next step was the simulation of the system in Lotus Suspension Analysis multibody software to validate its operation according to the desired parameters. Then there was the construction of the system in SolidWorks environment to verify the applicability of the model in relation to the space available in the vehicle. With this work, it is concluded that it was possible to develop a rally focused suspension system for the Volkswagen Beetle, and that this system reaches the desired parameters and meets the space restrictions in the vehicle.

Keywords: Simulation; suspension; multibody; rally.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Chassi do Volkswagen 1938	14
Figura 2 – Chassi do Porsche 550, com o motor a frente do eixo traseiro	14
Figura 3 – Sistema de suspensão dianteira do VW Fusca	18
Figura 4 –Cambagem alta do sistema <i>swing axle</i> em situação de curva	19
Figura 5 – Sistema de suspensão MacPherson	19
Figura 6 – Sistema multi-link de 5 braços utilizado pela Mercedes Benz	20
Figura 7 – Sistema de suspensão duplo A aplicado ao eixo dianteiro	21
Figura 8 – Sistema de coordenadas do software multicorpos LSA	22
Figura 9 – Vista lateral dos parâmetros de transferência de peso longitudinal	23
Figura 10 – Distância entre os centros da banda de rodagem	24
Figura 11 – Ângulos de cambagem.....	25
Figura 12 – Deformação do pneu devido ao ângulo de cambagem	25
Figura 13 – Eixo do pino mestre (vista lateral à esquerda e frontal à direita).....	26
Figura 14 – Divergência à esquerda e convergência à direita.....	28
Figura 15 – Linhas traçadas para IC e RC	29
Figura 16 – Geometria Ackermann	30
Figura 17 – Fluxograma de atividades	33
Figura 18 – Vista superior do motor e transmissão do VW Fusca.....	34
Figura 19 – Pontos a serem considerados no LSA	35
Figura 20 – Geometria vista frontal	36
Figura 21 – Geometria vista lateral	37
Figura 22 – Eixos de rotação dos braços	38
Figura 23 – Coordenadas dos pontos no interior da roda	41
Figura 24 – Determinação do comprimento <i>fvsa</i>	42
Figura 25 – Eixos e suas coordenadas definidos por meio da técnica de projeção ..	43
Figura 26 – Modelo 3D da suspensão.....	50
Figura 27 – Curso de trabalho visualizado no CAD.....	51

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Inclinação do pino mestre em relação ao curso de suspensão	44
Gráfico 2 – Ângulo de cáster em relação ao curso de suspensão	44
Gráfico 3 – Altura do centro de rolagem em relação ao curso de suspensão	45
Gráfico 4 – Ângulo de cambagem em relação ao ângulo de rolagem.....	46
Gráfico 5 – Ângulo de cambagem em relação ao curso de suspensão	47
Gráfico 6 - Variação do movimento da direção em relação ao curso de suspensão.	48
Gráfico 7 - Distância entre o centro da roda a um ponto da carroceria em relação ao curso da suspensão	48
Gráfico 8 – Comparação entre curvas de cambagem original e proposta.....	49

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Medidas originais a serem mantidas	33
Quadro 2 – Parâmetros desejados da suspensão	34
Quadro 3 – Parâmetros originais para comparação	40
Quadro 4 – Comparação entre os valores desejados e os obtidos na simulação	46
Quadro 5 – Comparação entre os valores da suspensão original e da proposta	49

LISTA DE SÍMBOLOS

F_{z1}	Força de reação vertical no pneu dianteiro (N)
F_{z2}	Força de reação vertical no pneu traseiro (N)
λ	Distancia eixo dianteiro até centro de massa (m)
m	Massa do veículo (kg)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
k	Altura centro de massa (m)
a_x	Aceleração do veículo (m/s ²)
f_{vsa}	Comprimento do braço de alavanca na vista frontal (mm)

LISTA DE SIGLAS

CAD	Design assistido por computador
IC	Centro instantâneo
LBJ	Articulação esférica inferior
LSA	Lotus Suspension Analysis
RC	Centro de rolagem
SAE	Sociedade de Engenheiros de Mobilidade
UBJ	Articulação esférica superior
VW	Volkswagen

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	JUSTIFICATIVA.....	15
1.2	OBJETIVOS.....	16
1.2.1	Objetivo geral	16
1.2.2	Objetivos específicos	16
1.3	DELIMITAÇÃO DO TRABALHO.....	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	TRABALHOS CORRELATOS.....	17
2.2	SUSPENSÃO AUTOMOTIVA.....	17
2.2.1	Suspensão por braços oscilantes	18
2.2.2	Suspensão <i>swing axle</i>	18
2.2.3	Suspensão MacPherson	19
2.2.4	Suspensão multi-link	20
2.2.5	Suspensão duplo A	21
2.3	CONVENÇÃO DO SISTEMA DE COORDENADAS.....	22
2.4	PARÂMETROS DA SUSPENSÃO.....	23
2.4.1	Entre eixos	23
2.4.2	Bitola	24
2.4.3	Cambagem	24
2.4.4	Pino mestre	26
2.4.5	Cáster	27
2.4.6	Raio de deslizamento	27
2.4.7	Convergência e divergência	28
2.4.8	Centro instantâneo e centro de rolagem	28
2.4.9	Terminais de direção e esterçamento involuntário	29
2.4.10	Geometria Ackermann	30
2.4.11	Efeitos <i>anti-dive</i> e <i>anti-squat</i>	31
2.5	SOFTWARE DE SIMULAÇÃO MULTICORPOS.....	31
3	METODOLOGIA	33
3.1	PARÂMETROS CONSTRUTIVOS.....	33
3.2	PARÂMETROS DESEJADOS DA SUSPENSÃO.....	34
3.3	DETERMINAÇÃO DOS PONTOS DE FIXAÇÃO.....	35

3.3.1	Pontos fixados ao cubo de roda.....	36
3.3.2	IC vista frontal	36
3.3.3	IC vista lateral.....	37
3.3.4	Pontos fixados ao chassi.....	37
3.3.5	Terminais da direção	39
3.3.6	Geometria da suspensão traseira	39
3.4	MODELAGEM CAD	39
3.5	PARÂMETROS NUMÉRICOS DE COMPARAÇÃO	39
4	RESULTADOS	41
4.1	PONTOS OBTIDOS POR EMPACOTAMENTO	41
4.2	PONTOS OBTIDOS POR PROJEÇÃO	41
4.3	RESULTADOS DESEJADOS	43
4.4	RESULTADOS COMPARATIVOS.....	47
4.5	MODELAGEM CAD	50
5	CONCLUSÃO	52
5.1	TRABALHOS FUTUROS	52
	REFERÊNCIAS.....	53

1 INTRODUÇÃO

O Volkswagen Fusca teve seu lançamento em 1938 e seu objetivo era motorizar a Alemanha abalada após a Primeira Guerra Mundial, sendo um veículo barato, econômico e de fácil manutenção. Devido a esses objetivos adotados no desenvolvimento, as características de desempenho foram desfavorecidas em favor da simplicidade de manufatura ou da simplicidade de manutenção (KÖNIG, 2004). Por conta desses requisitos o Fusca possui diversos problemas quando usado para fins de desempenho.

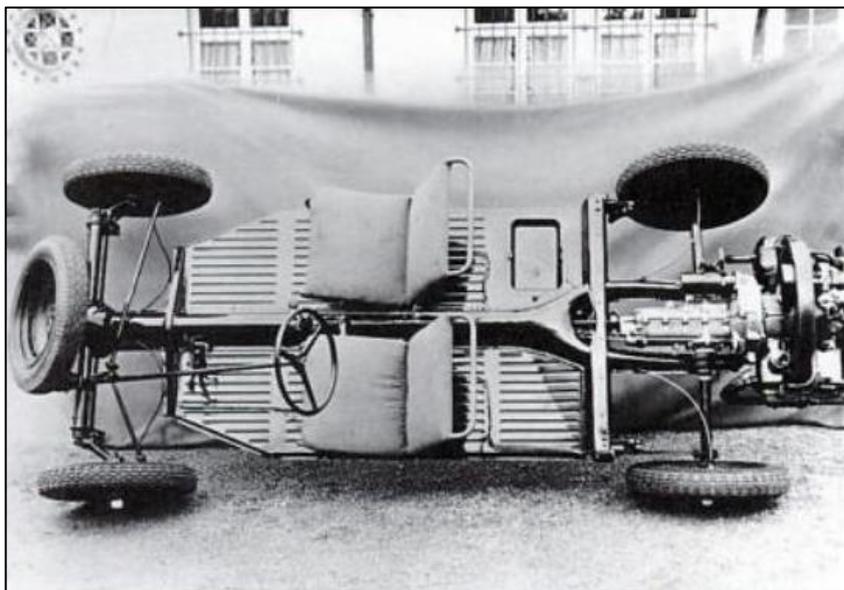
Duas dessas exigências em função da simplicidade serão abordadas nesse trabalho. A primeira delas é o controle cinemático do sistema de suspensão original, não adequado a performance em rali e a segunda é a distribuição de peso desfavorável original do veículo.

O controle cinemático deficiente devido a extrema simplicidade do sistema de suspensão original do Fusca gera diversos problemas no controle dos movimentos do veículo e de controle dos parâmetros de suspensão (FESTUGATO, 2012). Esses problemas são mais expressivos quando é considerado o uso do veículo em um ambiente de rali, um tipo de corrida realizada no fora de estrada, geralmente em altas velocidades, principalmente em estradas sem pavimentação. Essas condições de terreno acidentado geram grandes esforços nos componentes de suspensão, podendo ocasionar quebras devido à falta de resistência mecânica e à fadiga nas molas e amortecedores. Estes componentes não foram projetados para esse tipo de terreno e podem chegar ao fim do curso de trabalho, gerando impactos que os danificam e ocasionam o não funcionamento correto dos mesmos (MANIOWSKI, 2011).

A distribuição de peso é desfavorável no veículo original, aproximadamente 40% no eixo dianteiro e 60% no eixo traseiro. Isso se deve ao motor ser posicionado atrás do eixo traseiro, como mostra a Figura 1 (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001). Dessa forma, essa condição acarreta em diversos desafios dinâmicos em aceleração, desaceleração e na mudança de direção do movimento, refletindo na capacidade de guinada do veículo. Para melhor controle dinâmico e maior capacidade de curva, o peso deve ficar concentrado entre os eixos do veículo para que a distribuição de peso nos eixos dianteiro e traseiro seja mais uniforme (JAKSCH, 1973). Uma solução possível para esta deficiência é a mudança na alocação do motor no veículo, gerando

layout do chassi semelhante ao do Porsche 550, representado na Figura 2, com o motor a frente do eixo traseiro, efetivamente mudando a posição do motor de traseira para central-traseira no VW Fusca.

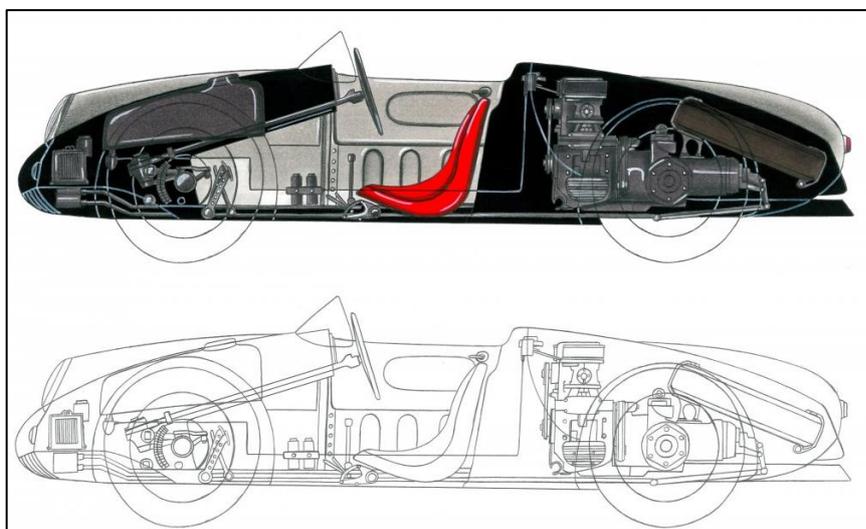
Figura 1 – Chassi do Volkswagen 1938



Fonte: Price (2003).

No caso do Porsche 550, versão do Porsche 356 desenvolvida especificamente para corridas, pode-se notar que uma das melhorias focada em desempenho escolhida pela equipe foi a troca da posição do motor para posição central-traseira em relação a posição traseira do 356 (TIPLER, 2014).

Figura 2 – Chassi do Porsche 550, com o motor a frente do eixo traseiro



Fonte: Tipler (2014).

Realizando o reprojeto da suspensão para um sistema mais moderno, complexo e focado em competição, é possível alterar o curso de trabalho, assim como alterar cargas de mola e coeficientes de amortecimento, até chegar a valores ideais para o novo propósito ao qual o veículo será submetido (SINGH, 2013).

Definindo como objetivo primário da suspensão o desempenho no *off road*, ou seja, nas provas de fora de estrada (NAESS, 2014), é possível conseguir resultados melhores do que utilizar um sistema projetado para conforto e estabilidade ao rodar em vias pavimentadas, pois não é necessário realizar comprometimentos no projeto em favor do conforto dos ocupantes. Neste caso, é viável, por exemplo, utilizar curso de trabalho maior que absorve impactos maiores não encontrados normalmente em vias pavimentadas. Também é factível utilizar amortecedores mais resistentes e mais eficientes em impactos de grande movimentação em alta velocidade. É possível utilizar molas que se adequem a impactos de pequenos saltos que o veículo realizará durante as corridas, algo que um veículo dificilmente encontrará no uso cotidiano (MANIOWSKI, 2011).

Para verificação dos movimentos e efeitos na suspensão foi utilizada a simulação multicorpos através do software Lotus Suspension Analysis (LSA) e, para a verificação das restrições de espaço no carro com o sistema novo de suspensão e distribuição de peso em cada eixo, foi utilizado o modelamento CAD no software SolidWorks.

1.1 JUSTIFICATIVA

Pouquíssimos carros originais possuem sistema de suspensão com curso, resistência mecânica ou componentes robustos o suficiente para a prática de rali, o que faz necessário com que as equipes os modifiquem para a modalidade de corrida (KAMERLOHER; NAIMAN, 2019).

A simplicidade de construção, manutenção barata e baixo preço de compra faz do VW Fusca uma boa base para projetos voltados ao desempenho, que precisam de modificações extensas, pois não existem muitos sistemas para serem retirados ou adaptados para os novos sistemas atuarem como foram projetados, sem interferência dos antigos.

É responsabilidade do engenheiro conhecer e avaliar os efeitos de cada parâmetro, suas interações com os demais e seus impactos na performance do

veículo. Também é necessário analisar cada etapa da simulação para que o resultado final seja o melhor compromisso entre todos os parâmetros e o objetivo de uso do veículo.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo do trabalho é projetar e simular um sistema de suspensão duplo A aplicado aos dois eixos de um veículo VW Fusca e identificar por meio de experimentação virtual a melhor situação geométrica e cinemática para o sistema de suspensão focado em rali.

1.2.2 Objetivos específicos

Do objetivo geral derivam-se os específicos como sendo:

- a) Avaliar os parâmetros originais do veículo;
- b) Analisar os parâmetros recomendados para uma suspensão de rali;
- c) Simular o modelo através do software multicorpos LSA;
- d) Realizar análise de interferências da suspensão através do software CAD SolidWorks;
- e) Analisar os resultados e a aplicabilidade do modelo obtido.

1.3 DELIMITAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho não compreende a análise de resistência dos componentes da suspensão proposta, somente a simulação de multicorpos e a simulação CAD para verificação de restrições de espaço, sem compromisso com resistência mecânica. Também não foram avaliados coeficiente elástico das molas e coeficiente de amortecimento dos amortecedores, somente seu posicionamento e curso de trabalho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para melhor entendimento deste trabalho serão abordados os princípios de funcionamento de um sistema de suspensão automotiva, sua terminologia, seus parâmetros, as interações entre os princípios que foram utilizados para o dimensionamento geométrico no conceito duplo A e por que este foi o conceito de suspensão escolhido para ser aplicado neste trabalho.

2.1 TRABALHOS CORRELATOS

Festugato (2012) realizou uma comparação entre os sistemas de suspensão duplo A, MacPherson e *semi-trailing* aplicado ao projeto *off road* Mini Baja e observou em simulação multicorpos que o sistema que obteve melhor resultado foi a duplo A em relação a variações de cambagem e bitola durante o curso de trabalho.

Theander (2004) realizou um estudo de parâmetros de suspensão detalhado em um carro de Fórmula SAE, com base nas provas e regulamentos da competição, chegando à conclusão que o sistema duplo A com braços de comprimentos diferentes é o melhor adequado para a situação proposta sob os aspectos do sistema ser compacto e possibilitar a curva de ganho de cambagem pretendida.

Jebaraj (2020) desenvolveu um sistema de suspensão duplo A para um veículo protótipo e utilizou o software LSA para a validação das propriedades geométricas do veículo.

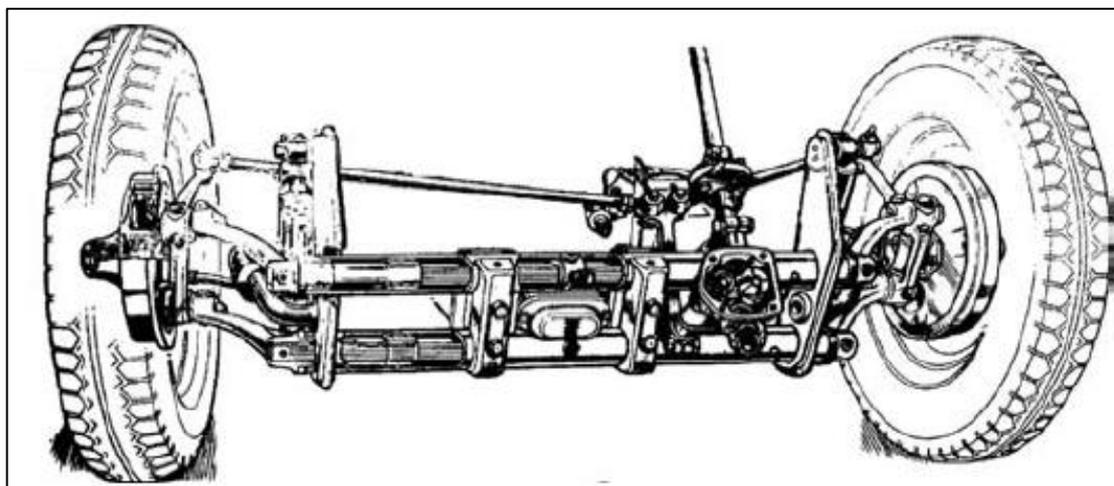
2.2 SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

O objetivo primário da suspensão é a absorção da energia mecânica dos impactos nas rodas e pneus e a sua dissipação em calor através dos amortecedores (DIXON, 2009). O sistema proporciona movimento entre as rodas e o chassi do carro, permitindo o maior tempo possível de contato entre pneu e a superfície na qual o veículo está se deslocando. Em condições dinâmicas, a mola absorve a energia dos impactos comprimindo-a e, ao expandir, permite novamente o contato do pneu com o solo. A vibração dos repetidos impactos é suavizada pelos amortecedores (JEBARAJ; PRASANNA, 2020).

2.2.1 Suspensão por braços oscilantes

O Fusca possui originalmente na dianteira o sistema de suspensão por braços paralelos oscilantes, utilizando barras de torção como elemento mola e amortecedores como atenuadores de movimento. Ele utiliza sistema de caixa de direção com braço Pitman, o que pode gerar esterçamento involuntário durante o curso de trabalho da suspensão (DIXON, 2009). É um sistema bastante simples e compacto, como pode-se observar na Figura 3, porém, devido aos braços serem paralelos, não há ganho de cambagem durante o curso da suspensão, prejudicando a performance em curvas do sistema (THEANDER, 2004).

Figura 3 – Sistema de suspensão dianteira do VW Fusca

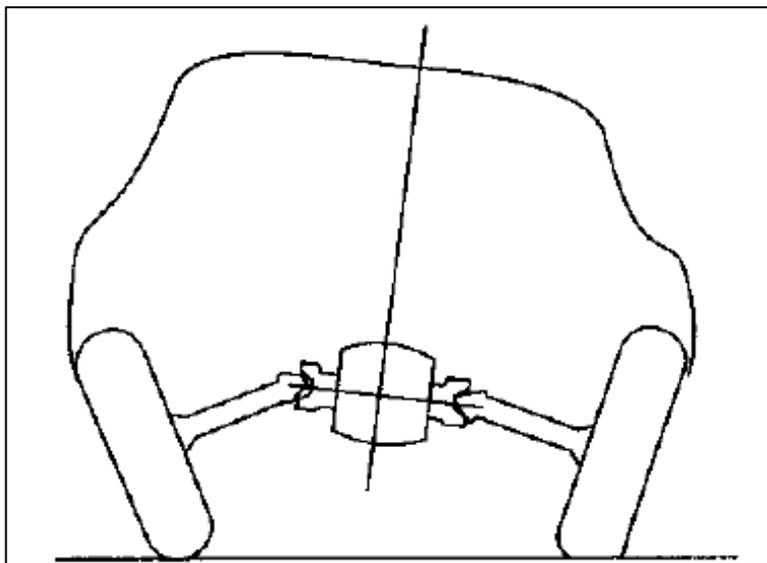


Fonte: Dixon (2009).

2.2.2 Suspensão *swing axle*

Como sistema de suspensão traseira, o VW Fusca utiliza o sistema de *swing axle*, com o eixo motriz determinando a curva de cambagem e um braço oscilante determinando a localização longitudinal da roda. Como é possível observar na Figura 4, a grande variação de cambagem durante o curso de trabalho da suspensão gera problemas para produzir uma performance consistente em curvas, podendo gerar o capotamento do veículo em situação limítrofe (GILLESPIE, 1992).

Figura 4 –Cambagem alta do sistema *swing axle* em situação de curva

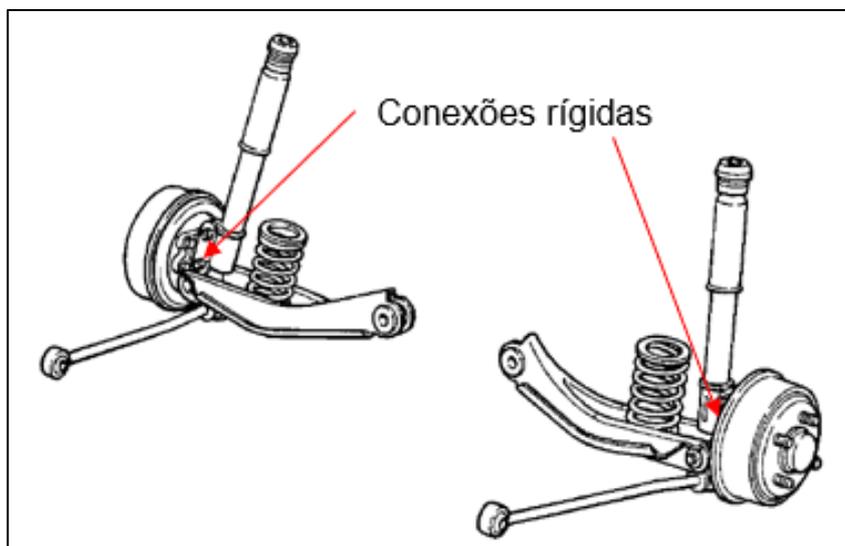


Fonte: Gillespie (1992).

2.2.3 Suspensão MacPherson

No conceito de suspensão MacPherson, o amortecedor é fixado na parte superior ao carro e fixado rigidamente na parte inferior ao cubo de roda, de modo que é este elemento que controla a roda no sentido de cambagem. O cubo também é fixado por braços que controlam o movimento lateral e longitudinal. Esse layout pode ser visto na Figura 5. (GILLESPIE, 1992)

Figura 5 – Sistema de suspensão MacPherson



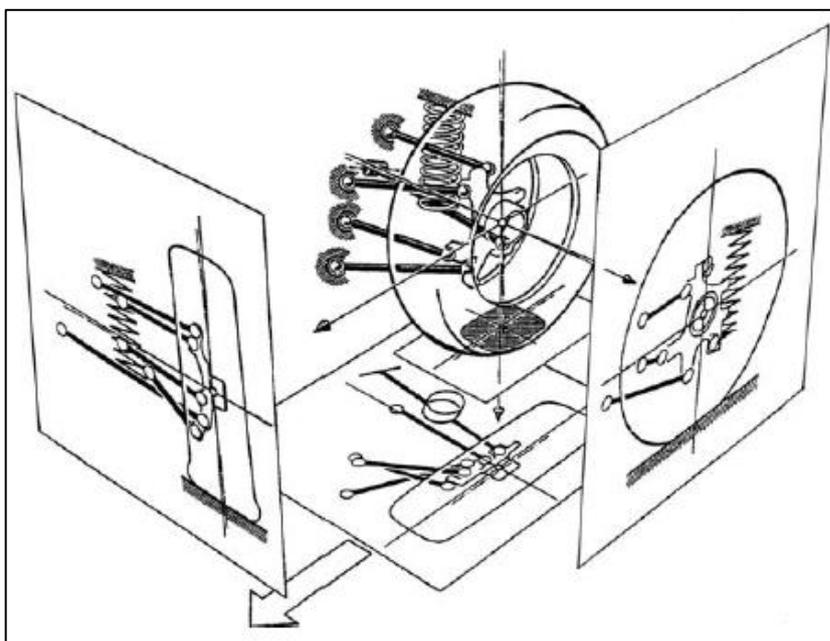
Fonte: Adaptado de (GILLESPIE, 1992).

Entre as vantagens do conceito MacPherson estão o seu tamanho compacto, quando utilizado em carros com motores transversais e na dianteira. Portanto, é bastante utilizado em carros de tração dianteira. Outra vantagem é a distribuição dos pontos de fixação da suspensão pela carcaça do carro, distribuindo a carga gerada durante o funcionamento. Entre as desvantagens está a altura necessária para o sistema, gerando frequentemente a necessidade de montar o amortecedor em ângulo (GILLESPIE, 1992).

2.2.4 Suspensão multi-link

Nas últimas décadas o sistema de suspensão multi-link está sendo comumente utilizado em veículos com suspensão traseira independentes e rodas traseiras tratoras. Este sistema geralmente necessita de quatro braços para controle dos movimentos da roda, embora mais possam ser utilizados em situação específicas como controle de convergência durante curvas. Um exemplo desse sistema é demonstrado na Figura 6 (GILLESPIE, 1992).

Figura 6 – Sistema multi-link de 5 braços utilizado pela Mercedes Benz



Fonte: Dixon (2009).

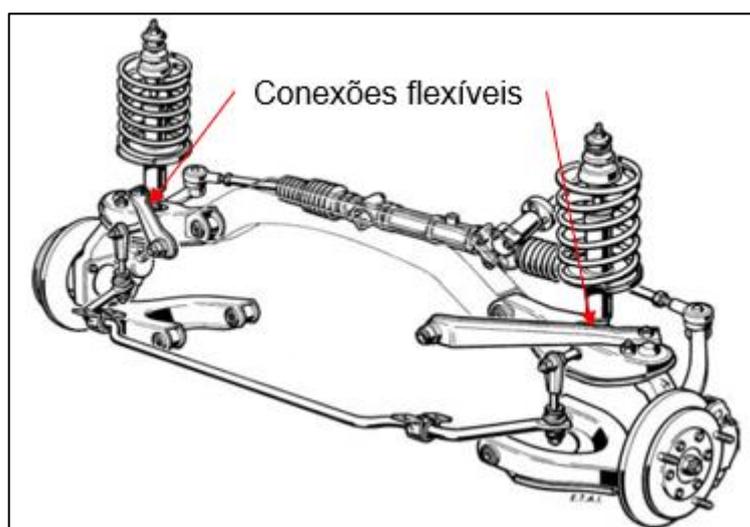
Esse sistema é complexo devido a dependência na deformação das buchas nos diversos pontos de fixação no monobloco em diferentes planos, para o correto funcionamento do sistema multi-link. Entretanto, possui vantagens para eixos traseiros

movidos devido à baixa altura que maximiza o espaço do porta malas, enquanto para eixos não movidos não há vantagens significativas devido à complexidade e restrições de espaço quando utilizado em carros com tração dianteira e motor transversal (DIXON, 2009).

2.2.5 Suspensão duplo A

O sistema duplo A, também conhecido como *double wishbone*, é similar ao sistema MacPherson se diferindo no quesito do amortecedor, por não possuir uma conexão rígida para controle de cambagem, como pode-se ver na Figura 7. Essa função fica a cargo dos braços triangulares da suspensão, dando origem a um sistema mais compacto que o sistema MacPherson (DIXON, 2009).

Figura 7 – Sistema de suspensão duplo A aplicado ao eixo dianteiro



Fonte: Adaptado de (DIXON, 2009).

A suspensão que foi proposta nesse estudo, conforme conceito duplo A, tem como característica um grande controle dos parâmetros geométricos durante todo o curso de trabalho em troca de ser menos compacto e mais simples que o sistema multi-link. Outra vantagem do sistema em relação ao multi-link é a possibilidade de uso de conexões rígidas, sem buchas, facilitando o projeto e a escolha dos materiais aplicados (DIXON, 2009).

Os dois braços triangulares geralmente têm comprimentos diferentes para gerar a curva de ganho de cambagem devido a rolagem da carroceria. São bastante

utilizados em veículos esportivos com motor dianteiro e tração traseira devido ao espaço ocupado pela suspensão neste conceito. (GILLESPIE, 1992).

É possível obter nesta configuração um excelente desempenho na dirigibilidade e estabilidade durante a realização de curvas, devido a capacidade de controle dos parâmetros geométricos durante a condução do veículo (FESTUGATO, 2012).

2.3 CONVENÇÃO DO SISTEMA DE COORDENADAS

Foi utilizada a convenção do software Lotus *Suspension Analysis*, desenvolvido pela Lotus *Engineering*, onde os movimentos do veículo são definidos com referência a um sistema de coordenadas ortogonais originadas na frente do veículo, e coincidente com a linha central longitudinal. O sistema de coordenadas pode ser visto na Figura 8, onde:

- a) x - para trás e no plano longitudinal de simetria;
- b) y - lateral para o lado direito do veículo;
- c) z - vertical para cima em relação ao veículo.

Figura 8 – Sistema de coordenadas do software multicorpos LSA



Fonte: o autor.

Os movimentos de rotação em torno dos eixos descritos acima são usualmente utilizados na língua inglesa: *roll* para o movimento em torno do eixo x; *pitch* para movimento em torno do eixo y; *yaw* para movimento em torno do eixo z e *bounce* para o movimento vertical puro (FESTUGATO, 2012).

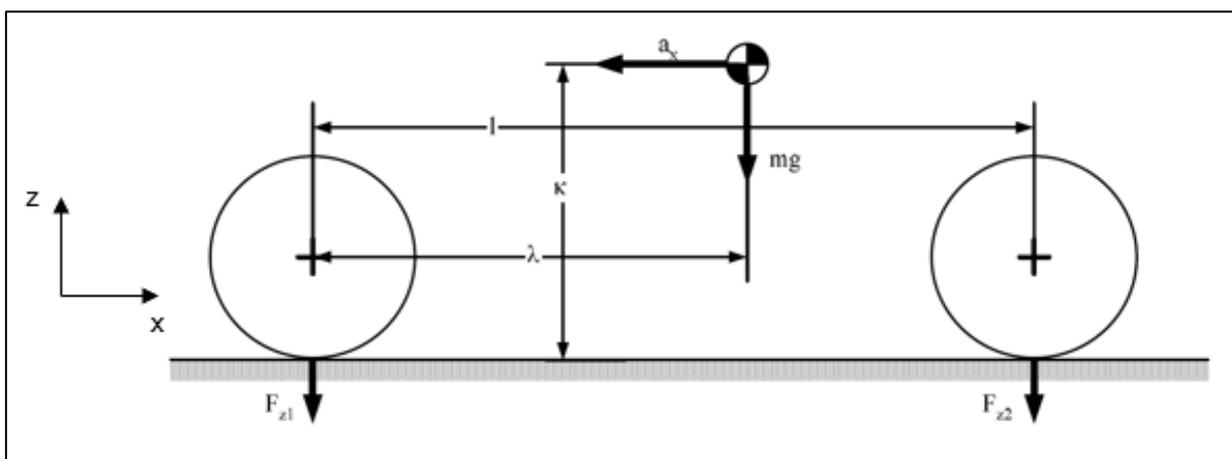
2.4 PARÂMETROS DA SUSPENSÃO

A geometria da suspensão em conjunto com a geometria da direção determina o posicionamento da roda. O estudo desse posicionamento é complexo devido as muitas variáveis, incluindo o piloto do veículo e o terreno onde o veículo se encontra (FESTUGATO, 2012). A seguir, serão citadas as principais características, seus efeitos e interações entre parâmetros.

2.4.1 Entre eixos

O entre eixos é a distância entre o centro do eixo dianteiro e o centro do eixo traseiro, denominado l na Figura 9. Esse parâmetro influencia na distribuição de peso do veículo entre os dois eixos (THEANDER, 2004).

Figura 9 – Vista lateral dos parâmetros de transferência de peso longitudinal



Fonte: Adaptado de (THEANDER, 2004).

Quanto maior o entre eixos menor a transferência de peso entre os eixos durante aceleração e frenagem, como pode-se observar nas equações da transferência longitudinal de peso durante aceleração (THEANDER, 2004).

$$F_{z1} = (1 - \lambda) \cdot mg + \kappa \cdot a_x \cdot m \quad (1)$$

$$F_{z2} = \lambda \cdot mg + \kappa \cdot a_x \cdot m \quad (2)$$

Sendo:

m : massa do veículo (kg);

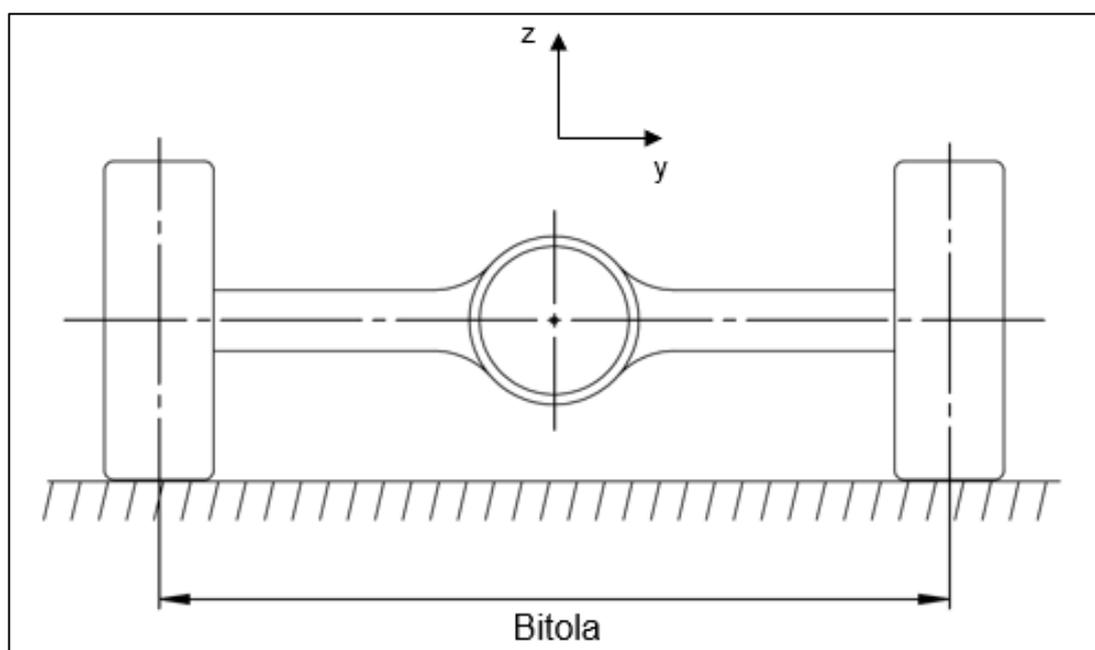
g : aceleração da gravidade (m/s^2);

a : aceleração do veículo (m/s^2).

2.4.2 Bitola

A bitola de um veículo é a distância entre o centro da banda de rodagem dos dois pneus de um mesmo eixo, como pode-se verificar na Figura 10, o que significa que é possível bitolas diferentes entre os eixos dianteiro e traseiro. Esse parâmetro afeta diretamente a manobrabilidade. Quanto maior a bitola menor a transferência lateral de peso durante uma curva e vice-versa. Bitolas maiores tem como desvantagem a necessidade de maior movimentação lateral do veículo para desviar de obstáculos. A quantidade de transferência lateral de carga requerida depende dos pneus que serão utilizados e se o sistema conta com barras estabilizadoras (THEANDER, 2004).

Figura 10 – Distância entre os centros da banda de rodagem

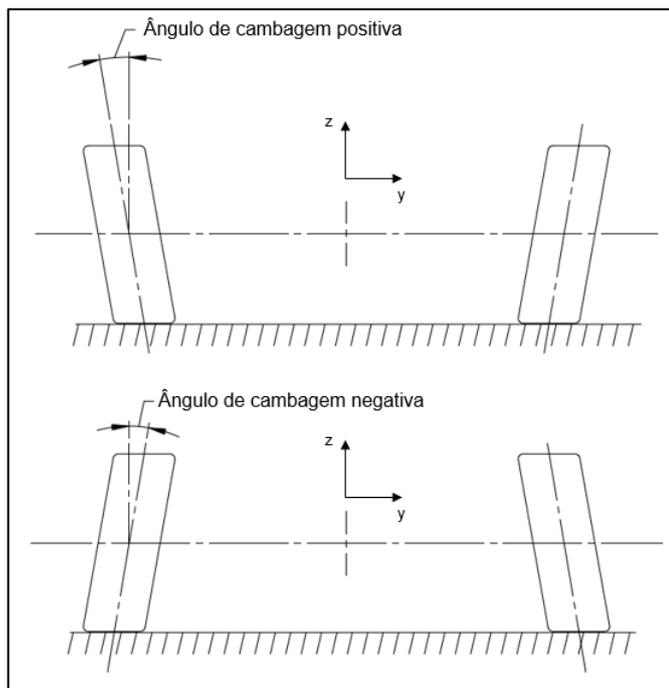


Fonte: o autor.

2.4.3 Cambagem

A cambagem, também conhecida pelo termo *camber*, é o ângulo formado entre o plano vertical do veículo e o plano inclinado da roda, na vista frontal, conforme Figura 11 (DIXON, 2009).

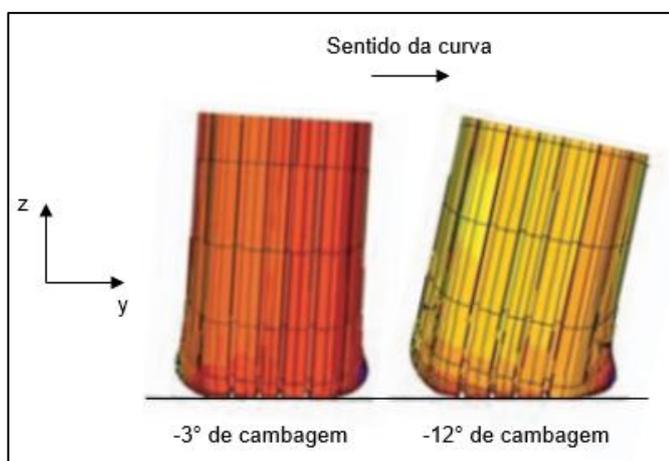
Figura 11 – Ângulos de cambagem



Fonte: o autor.

O ângulo de cambagem afeta a área de contato entre o pneu e o solo, podendo gerar aspectos positivos. Um exemplo disso é o aumento da capacidade do pneu de suportar cargas laterais sem escorregamento durante curvas, devido a compensação da deformação do pneu devido a rolagem da carroceria e ao esterçamento das rodas, como pode-se observar na Figura 12. Este ângulo também pode gerar aspectos negativos, como o excesso de desgaste em certas regiões da banda de rodagem (THEANDER, 2004).

Figura 12 – Deformação do pneu devido ao ângulo de cambagem

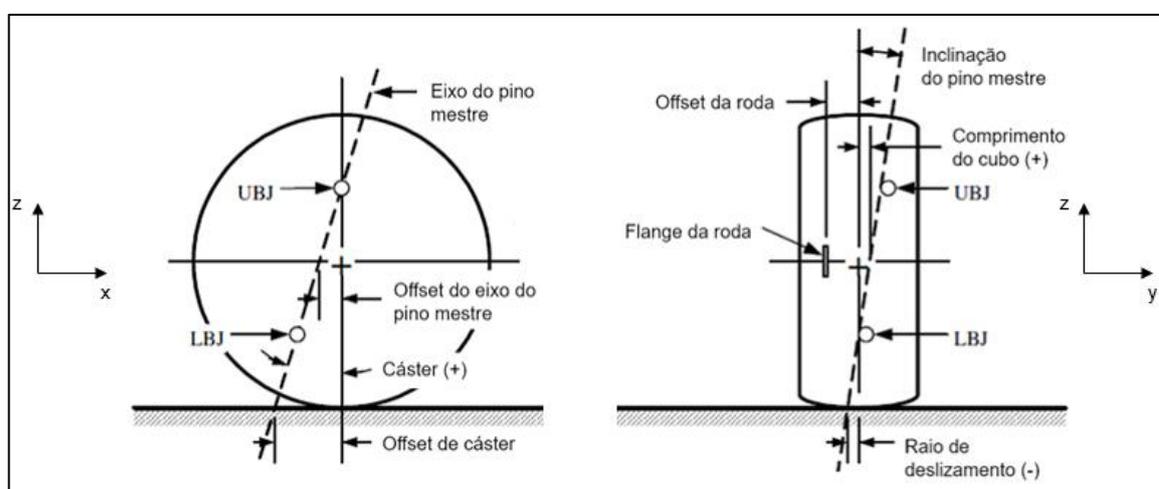


Fonte: Adaptado de (YANJIN; GUOQUN; GANG, 2007).

2.4.4 Pino mestre

O pino mestre, também conhecido pelo termo *kingpin*, é o eixo no qual as rodas são rotacionadas pela direção. Em suspensões no conceito duplo A, é definido pelo eixo imaginário formado pela junta esférica superior (UBJ) e pela junta esférica inferior (LBJ), como demonstrado na Figura 13. A distância entre o centro da área de contato do pneu e o ponto de intersecção deste eixo com o solo, quando visualizado da vista frontal, forma o raio de deslizamento, ou *scrub radius* em inglês. Quando visualizado da vista lateral gera offset de cáster, ou *mechanical trail* (DIXON, 2009).

Figura 13 – Eixo do pino mestre (vista lateral à esquerda e frontal à direita)



Fonte: Adaptado de (THEANDER, 2004).

Existem vários efeitos causados pelo eixo do pino mestre e sua localização em relação a roda, como:

- Quanto maior o ângulo de inclinação do pino mestre (*kingpin inclination*), maior será a elevação do carro conforme as rodas dianteiras são esterçadas, efeito conhecido como *jacking*. Este efeito gera a característica de auto alinhamento da direção em baixa velocidade (THEANDER, 2004);
- Quando a inclinação do pino mestre é positiva, o topo da roda tende a inclinar para fora quando esterçada gerando cambagem positiva devido ao esterçamento (THEANDER, 2004).

2.4.5 Cáster

Cáster é a inclinação do eixo do pino mestre quando observado da vista lateral, exemplificado na Figura 13. Este parâmetro juntamente com o *mechanical trail* influenciam no feedback dado ao motorista pelo volante e na estabilidade direcional do veículo devido ao torque de alinhamento gerado. Quando o *mechanical trail* é devidamente ajustado no desenvolvimento, é possível para o piloto saber, pela força aplicada no volante, quando os pneus chegaram a máxima carga lateral suportada antes de ocorrer escorregamento (DIXON, 2009).

Alguns dos efeitos gerados pelo ângulo de cáster e *mechanical trail* são:

- a) Quanto maior o *mechanical trail*, maior o torque necessário na direção para mover as rodas (THEANDER, 2004);
- b) Quanto maior o ângulo de cáster, maior o efeito *jacking*, o que causa maior transferência de peso entre as rodas e maior propensão a efeito de sobre-esterço, ou seja, a perda de aderência das rodas traseiras (THEANDER, 2004);
- c) Ângulo de cáster positivo gera efeitos positivos na variação de cambagem por esterçamento, inclinando a roda externa da curva com cambagem negativa e a roda interna da curva com cambagem positiva, deixando as rodas em posição ideal para essa situação (THEANDER, 2004);
- d) *Mechanical trail* é um dos responsáveis por transmitir ao motorista, pelo torque aplicado ao volante, quando os pneus estão ao seu limite máximo de aderência (THEANDER, 2004).

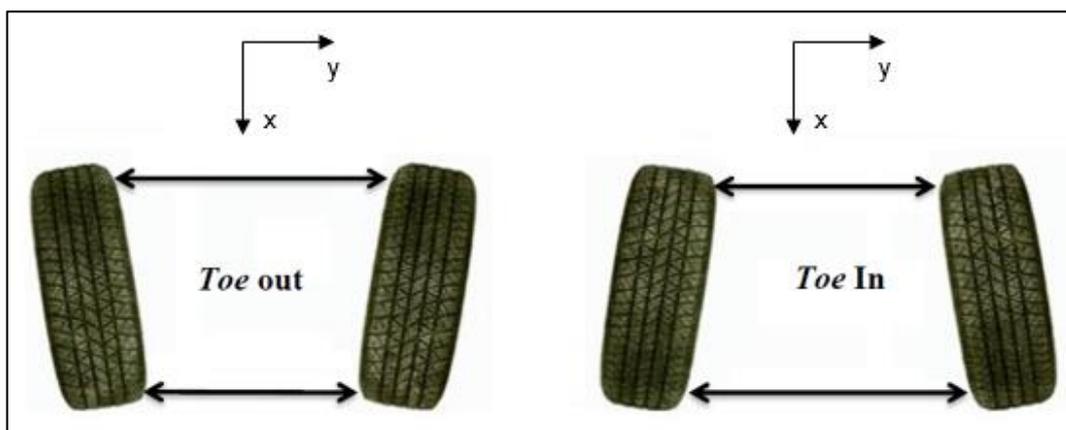
2.4.6 Raio de deslizamento

Conhecido também pelo termo em inglês *scrub radius*, é a distância no plano do solo entre o centro da área de contato do pneu e o eixo do pino mestre quando visto da vista frontal do veículo, como pode-se ver na Figura 13. Mantendo o raio de deslizamento baixo, o veículo ficará mais estável em baixas velocidades e reduz o risco de mudança de direção brusca devido ao travamento de uma das rodas dianteiras durante a frenagem (THEANDER, 2004).

2.4.7 Convergência e divergência

O ângulo de convergência, designado como *toe setting*, refere-se ao ângulo formado entre o plano longitudinal central do veículo em relação ao plano central das rodas. Quando positivo chama-se convergente, ou *toe in*, e quando negativo é chamado de divergente, ou *toe out*, como pode-se observar na Figura 14 (ALMEIDA, 2012).

Figura 14 – Divergência à esquerda e convergência à direita



Fonte: Almeida (2012).

Este parâmetro pode ser utilizado para melhorar a performance na dirigibilidade do veículo. Divergência na traseira ajuda a entrada de curva, enquanto convergência na dianteira auxilia na característica de auto alinhamento da direção em altas velocidades. No entanto, convergência em excesso causa resistência a rolagem, desgaste e aquecimento desnecessário, devido aos pneus estarem trabalhando um contra o outro (THEANDER, 2004).

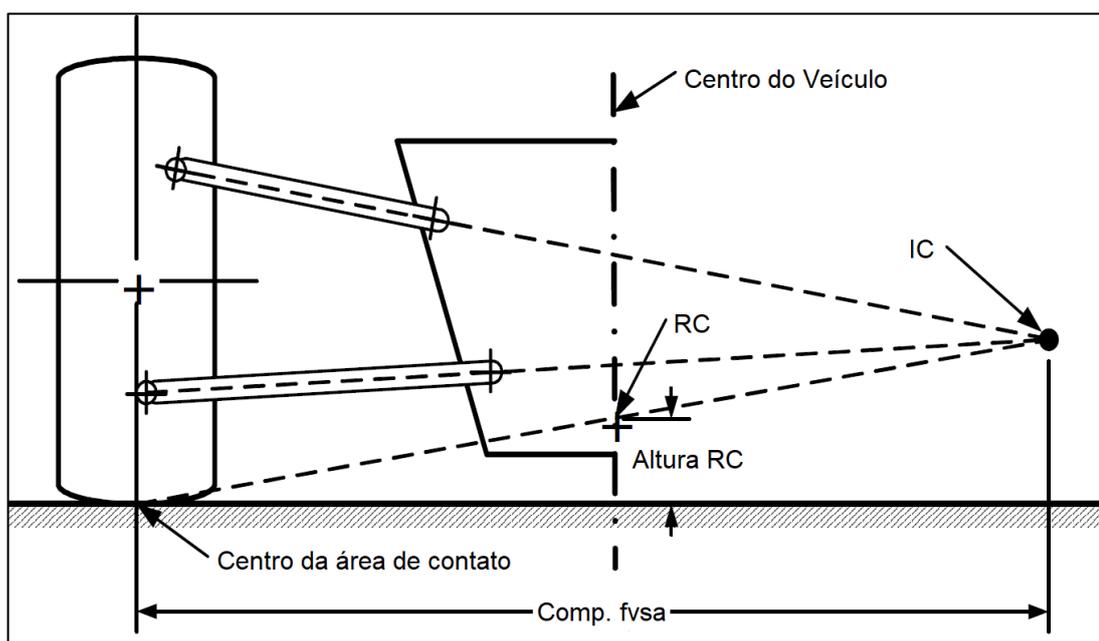
2.4.8 Centro instantâneo e centro de rolagem

O centro instantâneo, ou *instant center* (IC), é definido pela intersecção de linhas imaginárias traçadas sobre os braços da suspensão, demonstrado na Figura 15 (BOFF, 2019). O IC pode ser traçado tanto em vista frontal quanto em vista lateral. Esse ponto é móvel devido ao curso de trabalho da suspensão. Se observado da vista frontal do veículo, uma linha pode ser traçada entre o IC e o centro da área de contato do pneu com o solo, e isso pode ser repetido para o outro lado do veículo. A

intersecção das duas retas formadas pelos dois lados do veículo é conhecido como centro de rolagem, ou *roll center* (RC) (THEANDER, 2004).

Se o RC encontra-se acima do nível do solo, o carregamento lateral gerado pelos pneus produz momento no eixo do IC, fazendo com que a roda seja pressionada contra o solo e a massa suspensa do veículo seja elevada. Porém, se o RC se encontrar abaixo do nível do solo, o carregamento fará com que a massa suspensa do veículo seja forçada para baixo (THEANDER, 2004).

Figura 15 – Linhas traçadas para IC e RC



Fonte: Adaptado de (THEANDER, 2004).

O ponto IC também gera a curva de cambagem, que é determinada pelo comprimento do braço de alavanca na vista frontal (fvsa) formado entre o centro da área de contato e o ponto IC, conforme observado na Figura 16. O comprimento fvsa muda durante o curso da suspensão, portanto a curva de cambagem não é linear (THEANDER, 2004).

2.4.9 Terminais de direção e esterçamento involuntário

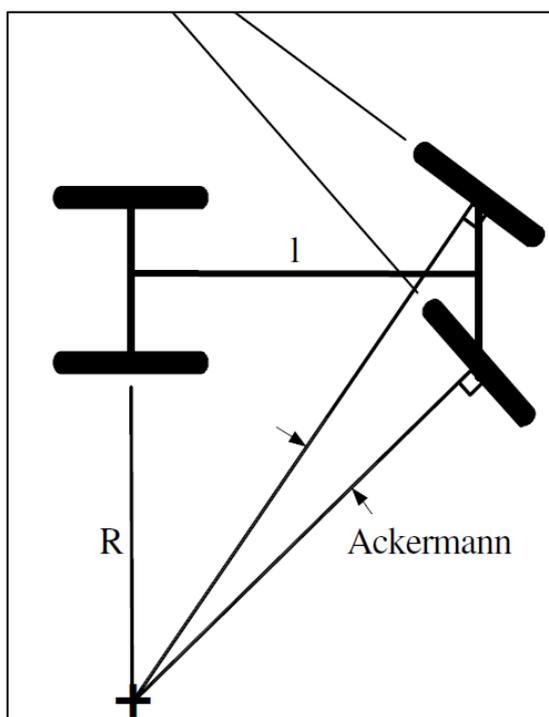
O esterçamento involuntário pode ser causado pela mudança no ângulo de uma roda em relação ao plano médio do veículo durante o curso da suspensão, quando esta roda passa por cima de um obstáculo, sendo chamado de *bump steer*. Ele

também pode ser causado pela rolagem da carroceria do veículo durante uma curva, assim alterando o ângulo de esterçamento das duas rodas dianteiras, sendo chamado de *roll steer* (DIXON, 2009). O esterçamento involuntário gera instabilidade em linha reta quando o veículo estiver em terreno acidentado e também gera comportamento imprevisível durante curvas, portanto, a localização dos terminais de direção é de extrema importância, afim de evitar ao máximo o esterçamento involuntário. A forma mais simples de minimizar *bump steer* é posicionar os terminais de direção no mesmo plano do braço A superior ou no braço A inferior (THEANDER, 2004).

2.4.10 Geometria Ackermann

A geometria Ackermann ocorre se as duas rodas dianteiras esterçadas são tangentes a círculos concêntricos no mesmo ponto de giro. Esse ponto de giro fica localizado na linha do eixo traseiro, conforme Figura 16. A geometria Ackermann resulta em um menor ângulo de esterçamento na roda de fora da curva comparado a roda de dentro da curva. Esse efeito garante que todas as rodas do veículo se movam livremente pois todas movem-se em torno de um mesmo centro de giro, evitando desgaste desnecessário e elevação da temperatura dos pneus (THEANDER, 2004).

Figura 16 – Geometria Ackermann



Fonte: Adaptado de (THEANDER, 2004).

2.4.11 Efeitos *anti-dive* e *anti-squat*

Os efeitos *anti-dive* e *anti-squat* não causam alteração no estado de repouso do veículo e somente estão presentes durante aceleração ou frenagem. Essas características alteram a quantidade de carga transferida para as molas da suspensão e são medidas em porcentagem. Em um veículo com eixo dianteiro com 100% de *anti-dive* não haverá deflexão durante a frenagem, pois nenhuma carga está sendo transferida para as molas, enquanto um eixo dianteiro com 0% de *anti-dive* irá defletir conforme a rigidez das molas da suspensão (THEANDER, 2004). Já o *anti-squat* é a característica de deflexão na traseira durante aceleração e também é medido em porcentagem. Esses efeitos podem causar instabilidade no sistema de suspensão, pois geram variação excessiva nos parâmetros descritos anteriormente, como cambagem, cáster e convergência (FESTUGATO, 2012).

2.5 SOFTWARE DE SIMULAÇÃO MULTICORPOS

O LSA é uma ferramenta de análise e projeto para diferentes configurações de suspensões veiculares. Os modelos são criados em ambiente 3D, gerando atualização dos resultados em tempo real conforme o modelo é alterado. Este software multicorpos e seus concorrentes são amplamente utilizados na indústria automotiva para alcançar o comportamento cinemático desejado para os projetos.

O software de simulação multicorpos calcula diversas características diferentes baseadas na geometria da suspensão, na matriz de flexibilidade da suspensão ou em ambas. A geometria da suspensão refere-se à posição e orientação das peças relativas ao solo durante os movimentos verticais, rolagem e esterçamento da massa suspensa. Este posicionamento e orientação são feitos considerando as coordenadas que definem as articulações e pontos de interação entre as peças modeladas, também conhecidas como *hard points*. Cada *hard point* deve ser criado e inserido no modelamento utilizando coordenadas espaciais (x, y e z) em relação ao sistema de coordenadas de referência adotado (FESTUGATO, 2012).

A matriz de elasticidade expressa os movimentos da suspensão devido a aplicação de forças no centro da roda. O software calcula a matriz de elasticidade da suspensão para cada posição que ela assume durante seu movimento de articulação (FESTUGATO, 2012).

A matriz de flexibilidade para um sistema, também conhecida como matriz *compliance*, é definida como as derivadas parciais dos deslocamentos em função das forças aplicadas para relacionar o movimento dos centros das rodas com as forças e torques unitários aplicados (FESTUGATO, 2012).

3 METODOLOGIA

O desenvolvimento deste trabalho foi dividido em quatro etapas: obter os parâmetros construtivos do veículo, obter os parâmetros desejados para a suspensão de rali, modelagem do sistema no software mult corpos e a modelagem do sistema em software CAD, detalhado na Figura 17.

Figura 17 – Fluxograma de atividades



Fonte: o autor.

3.1 PARÂMETROS CONSTRUTIVOS

As medidas originais do veículo que foram respeitadas são mostradas no Quadro 1. Estas não podem ser alteradas devido a limitação de espaço e das características construtivas da carroceria.

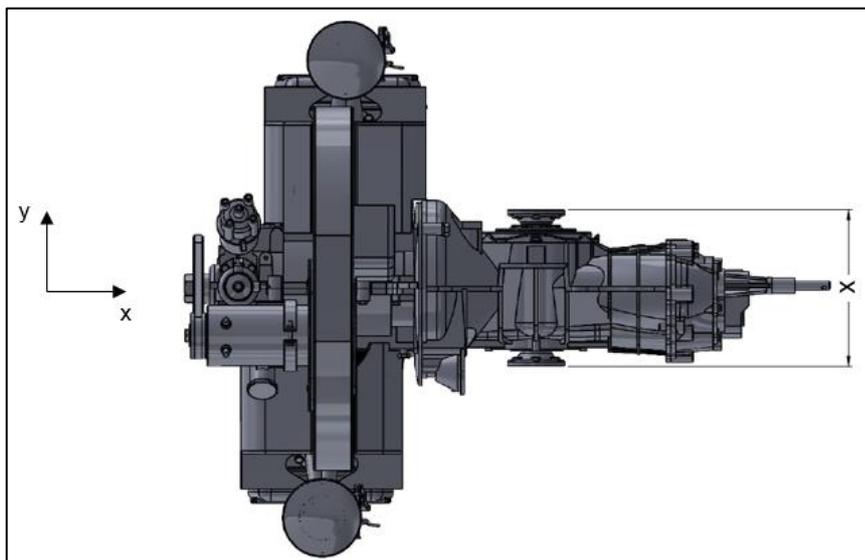
Quadro 1 – Medidas originais a serem mantidas

Medida	Dimensão (mm)
Entre-eixos	2400
Bitola	1450
Dimensão para que não haja colisão com a transmissão	290

Fonte: o autor.

A Figura 18 indica a dimensão mínima para que não haja colisão com a transmissão, nomeada como dimensão X.

Figura 18 – Vista superior do motor e transmissão do VW Fusca



Fonte: o autor.

3.2 PARÂMETROS DESEJADOS DA SUSPENSÃO

As características desejadas em uma suspensão *off road* focada em competições de rali de velocidade foram elencadas no Quadro 2, de acordo com os parâmetros construtivos do VW Fusca. Estes valores foram obtidos com base nos trabalhos de Theander (2004), Jebaraj (2020) e López-Monís Yuste (2018).

Quadro 2 – Parâmetros desejados da suspensão

Medida	Valor
Inclinação do pino mestre (°)	Entre 0 e 8
Ângulo de cáster (°)	Entre 5 e 7
Cambagem estática (°)	Ajustável entre 0 e -4
Ganho de cambagem (°/ângulo de rolagem)	Entre 0,5 e 0,8
Ângulo máximo de rolagem (°)	3
Centro de rolagem dianteiro (mm)	Entre 250 e 350
Centro de rolagem traseiro (mm)	Entre 300 e 400

Fonte: o autor.

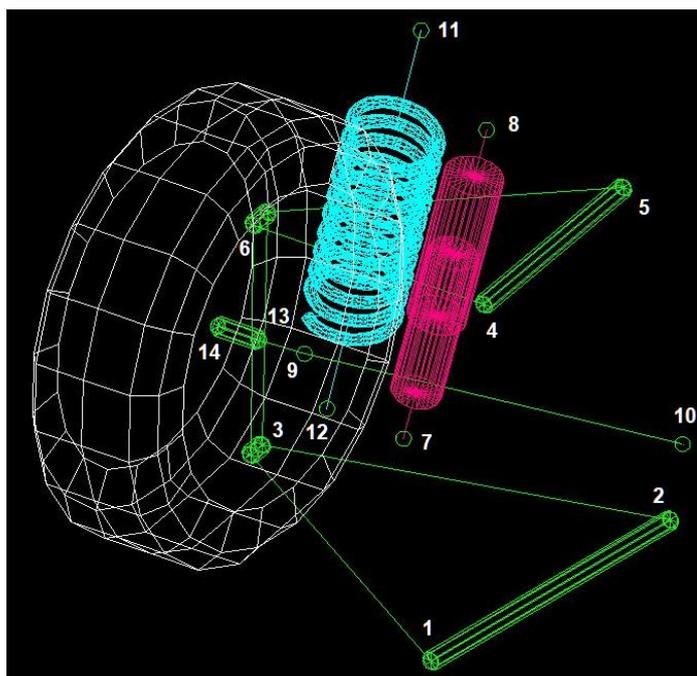
A inclinação do pino mestre foi mantida abaixo de 8° para evitar excesso de *jacking* durante esterçamento. O baixo raio de deslizamento minimiza a ocorrência de mudança de direção devido a travamento das rodas dianteiras durante frenagens. O ângulo de cáster tem efeitos positivos durante curvas e um ângulo de cáster mais elevado causa tendência a sobre-esterço, uma característica desejável em rali. O ganho de cambagem ajuda a manter a área de contato estável durante curvas, compensando a rolagem da carroceria. O máximo vão livre possível foi utilizado e está limitado ao ângulo de trabalho máximo das juntas homocinéticas. O centro de rolagem traseiro foi definido como sendo maior que o dianteiro para manter o eixo de rolagem paralelo com o eixo de inercia do veículo.

Foram considerados pneus 235/65R15 para uso em terreno misto e roda compatível em raio, tala de 7,5 pol e offset de 15 mm.

3.3 DETERMINAÇÃO DOS PONTOS DE FIXAÇÃO

Na Figura 19 pode-se observar a designação dos pontos de fixação conforme padrão do software multicorpos Lotus Suspension Analysis, que foi utilizada durante a análise. Como foi empregado mola sobre o amortecedor, os pontos 8 e 11 serão iguais, assim como os pontos 7 e 12.

Figura 19 – Pontos a serem considerados no LSA



Fonte: o autor.

3.3.1 Pontos fixados ao cubo de roda

Os pontos 3, 6 e 9 foram definidos de acordo com o empacotamento possível dos freios e do espaço disponível no interior da roda. Isso foi verificado através de modelamento CAD.

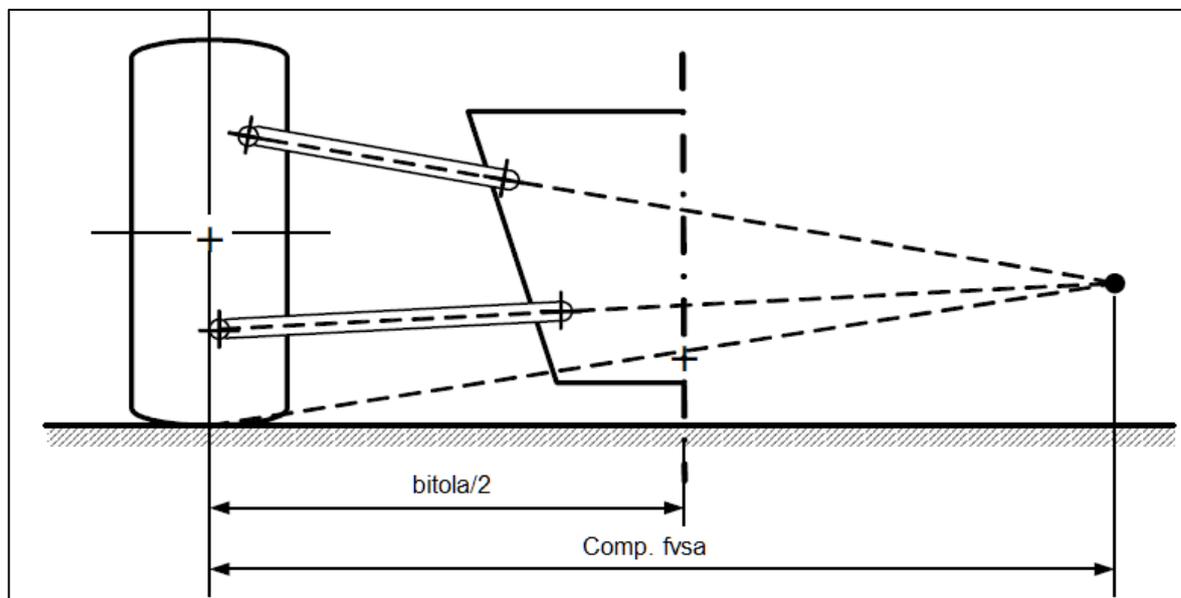
3.3.2 IC vista frontal

A partir da definição dos pontos na extremidade da roda e para obter as propriedades projetadas de cambagem por rolagem, foi calculado o comprimento f_{vsa} , conforme Equação 3, para a definição do IC na vista frontal.

$$f_{vsa} = \frac{\text{bitola}/2}{1 - \text{ganho de cambagem}} \quad (3)$$

Na Figura 20 pode-se observar graficamente o comprimento f_{vsa} e alguns parâmetros de obtenção utilizados no cálculo.

Figura 20 – Geometria vista frontal



Fonte: Adaptado de (THEANDER, 2004).

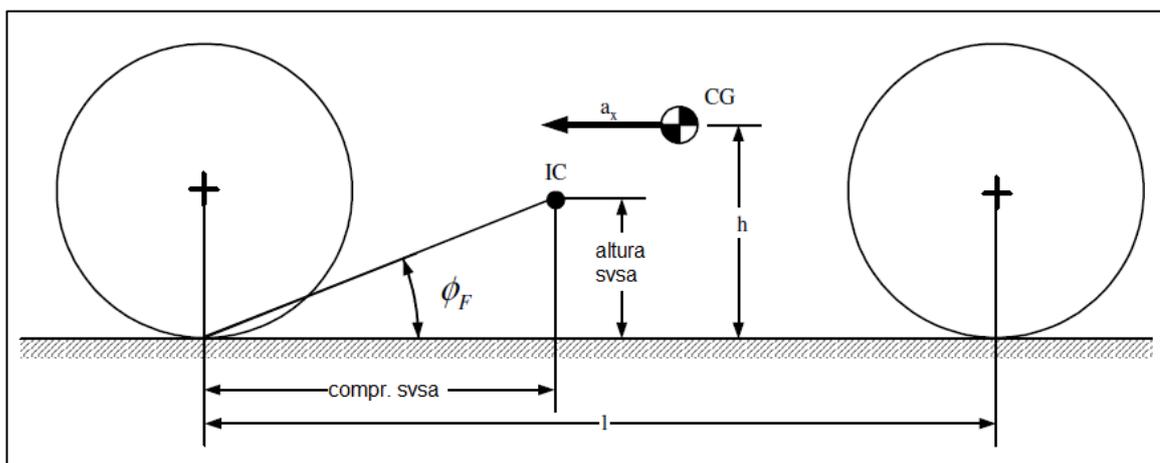
3.3.3 IC vista lateral

O IC da vista lateral é determinado pela característica *anti-dive* desejada, como demonstrado na Equação 4. Com isso, pode-se definir o ângulo ϕ_F necessário, conforme Figura 21. Com isso, pode-se definir o ângulo ϕ_F necessário.

$$\text{Anti dive} = (\% \text{ frenagem dianteira})(\tan\phi_F)(l/h) \quad (4)$$

Conforme demonstrado na Figura 21, pode-se observar o ângulo ϕ_F e as medidas que o forma.

Figura 21 – Geometria vista lateral



Fonte: Adaptado de (THEANDER, 2004).

3.3.4 Pontos fixados ao chassi

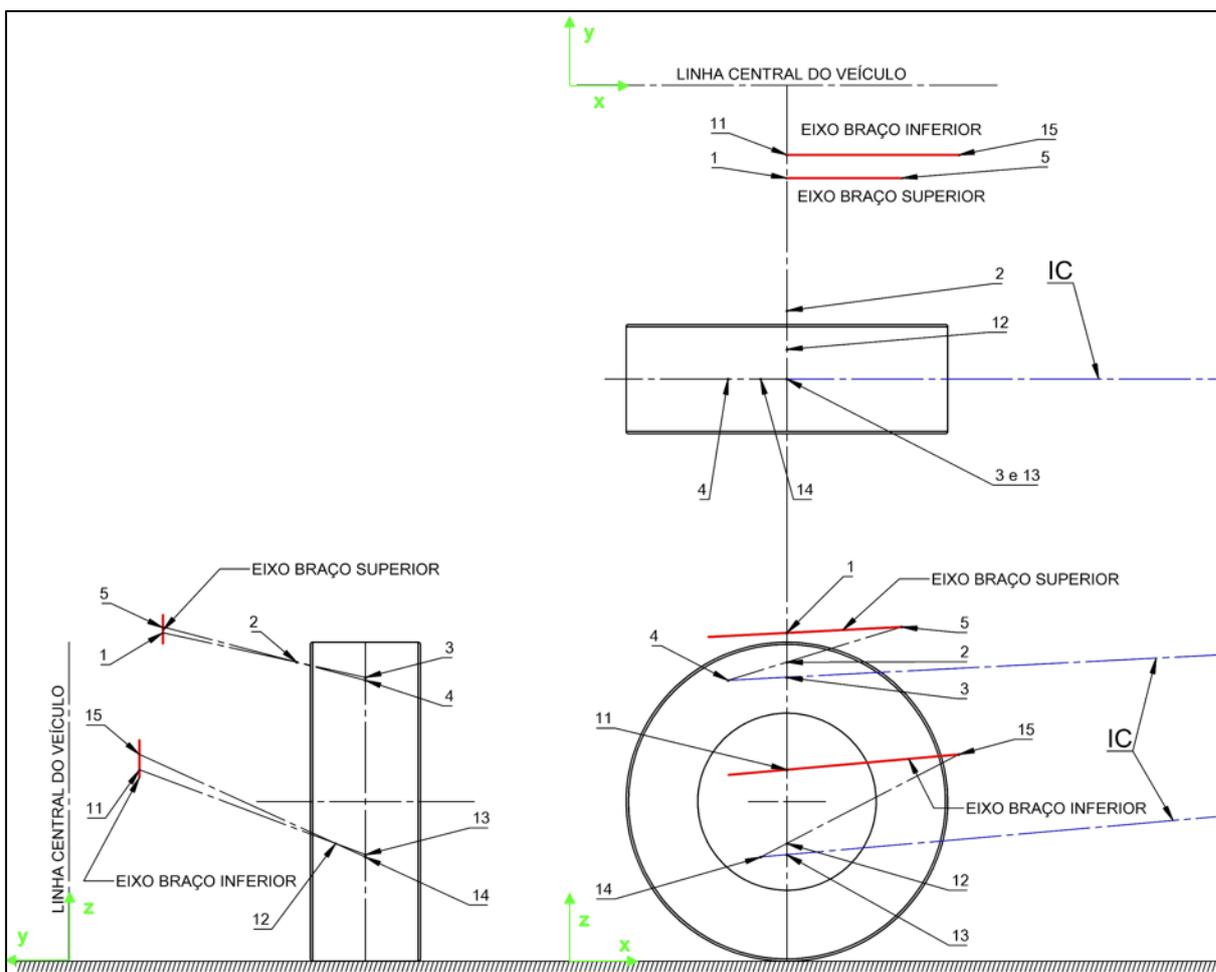
A localização dos pontos que estão ligados ao chassi foi determinada pelo método de projeção demonstrado por Milliken e Milliken (1994).

Primeiramente, na vista frontal, o ponto do braço superior interno foi marcado como ponto 1 e a junta esférica do braço superior marcada como ponto 2. A intersecção do ponto 2 no plano longitudinal central da roda foi marcado como ponto 3. Esse procedimento foi repetido para os pontos 11, 12 e 13 do braço inferior. Esses pontos foram então transferidos para a vista lateral. Uma linha foi traçada do IC de modo que cruze o ponto 3 e passe-o, sendo o final desta reta o ponto arbitrário marcado como ponto 4. O procedimento foi repetido para o ponto 13 dando a localização do ponto 14.

O próximo passo foi, tanto na vista frontal quanto na vista superior, traçar uma linha entre o ponto 4 passando pelo ponto 2 de modo a passar além do ponto 1. Isso foi repetido para o braço inferior utilizando os pontos 14, 12 e 11. Os pontos do chassi devem formar uma linha paralela em relação a linha central do carro, portanto foi traçado uma linha vertical passando pelo ponto 1. A intersecção da linha que passa pelo ponto 1 e com a linha que passa pelos pontos 4 e 2 é a localização do ponto 5. Isso é repetido para o braço inferior utilizando os pontos 11, 14 e 12, determinando o ponto 15. Então, os pontos 5 e 15 foram projetados para a vista lateral e linhas foram traçadas entre os pontos 1 e 5, e 11 e 15, gerando os eixos no qual os braços devem ser fixados no chassi.

É possível posicionar as fixações em quaisquer pontos desde que ainda estejam nos eixos traçados. Esses pontos foram obtidos utilizando software CAD e podem ser vistos na Figura 22.

Figura 22 – Eixos de rotação dos braços



Fonte: o autor.

3.3.5 Terminais da direção

Para os terminais de direção, foi necessário considerar as questões de empacotamento. Isso definiu o posicionamento do rack de direção. Uma das maneiras que foram adotadas para evitar que ocorra esterçamento involuntário é o posicionamento dos braços de direção no mesmo plano dos braços superiores.

3.3.6 Geometria da suspensão traseira

O projeto da geometria da suspensão traseira é idêntico ao processo para a suspensão dianteira, aplicando os mesmos pontos da roda dianteira esquerda para a traseira direita e vice e versa. Outra diferença existente consiste nos braços de convergência serem fixos na suspensão traseira, enquanto na dianteira são ligados ao rack de direção.

3.4 MODELAGEM CAD

Utilizando os pontos obtidos pela simulação multicorpos e os pontos obtidos em relação ao empacotamento no interior das rodas, foram modelados os braços da suspensão duplo A, para verificar questões de espaço e possíveis colisões com a carroceria do veículo.

3.5 PARÂMETROS NUMÉRICOS DE COMPARAÇÃO

Em um sistema de suspensão completo existem uma quantidade de parâmetros bastante elevada, gerando assim uma possibilidade de variação dos parâmetros. Para viabilizar a avaliação numérica e quantitativa do sistema proposto frente ao sistema original, foram selecionados os parâmetros principais que são os mais impactantes nas condições de rali. Foram utilizados os parâmetros de vão livre do solo, curso de suspensão medida nas rodas dianteira e traseira e as curvas de cambagem na suspensão dianteira e traseira. Estes valores foram medidos em um VW Fusca e estão elencados no Quadro 3. O restante dos parâmetros também deverá ficar entre os intervalos ideais propostos no Quadro 2.

Quadro 3 – Parâmetros originais para comparação

Parâmetro	Dimensão original
Vão livre do solo (mm)	200
Curso de suspensão medida na roda dianteira (mm)	100
Curso de suspensão medida na roda traseira (mm)	180
Cambagem da suspensão dianteira totalmente estendida (°)	0
Cambagem da suspensão traseira totalmente estendida (°)	9
Cambagem da suspensão dianteira em repouso (°)	0
Cambagem da suspensão traseira em repouso (°)	0
Cambagem da suspensão dianteira totalmente comprimida (°)	0
Cambagem da suspensão traseira totalmente comprimida (°)	-9

Fonte: o autor.

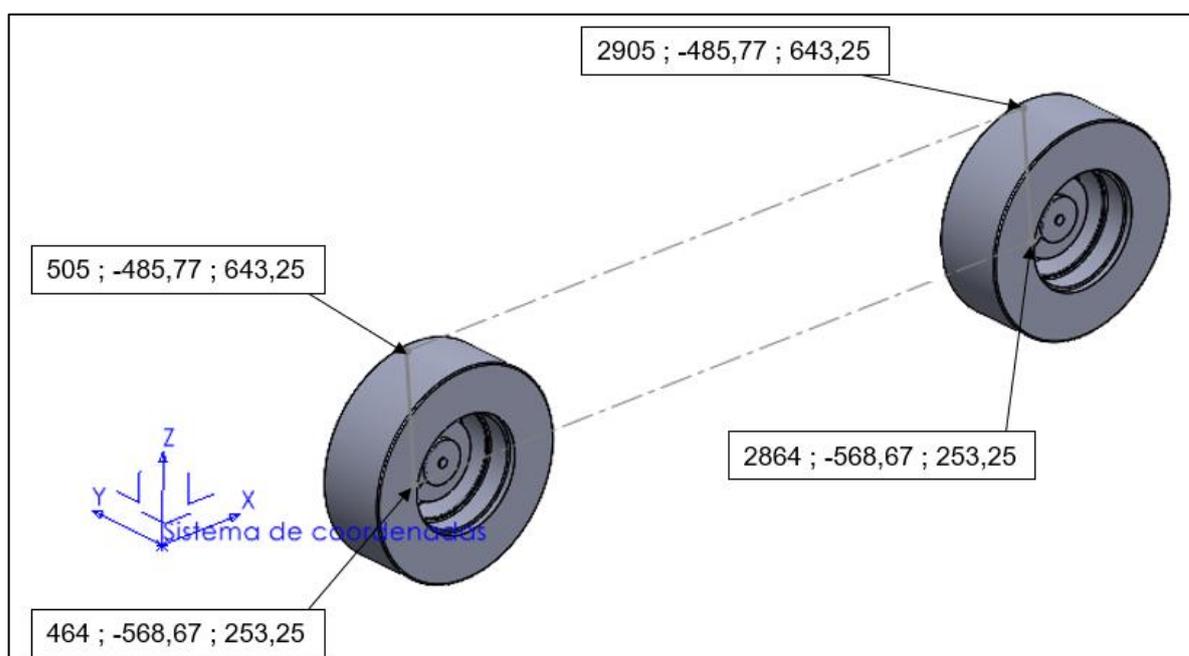
4 RESULTADOS

Os resultados estão separados conforme fluxo de atividades para melhor entendimento.

4.1 PONTOS OBTIDOS POR EMPACOTAMENTO

Para os pontos no interior da roda foram levados em consideração a posição das pinças de freio e cubo de roda do Volkswagen Santana, e da roda e do pneu selecionados. Suas coordenadas são mostradas na Figura 23.

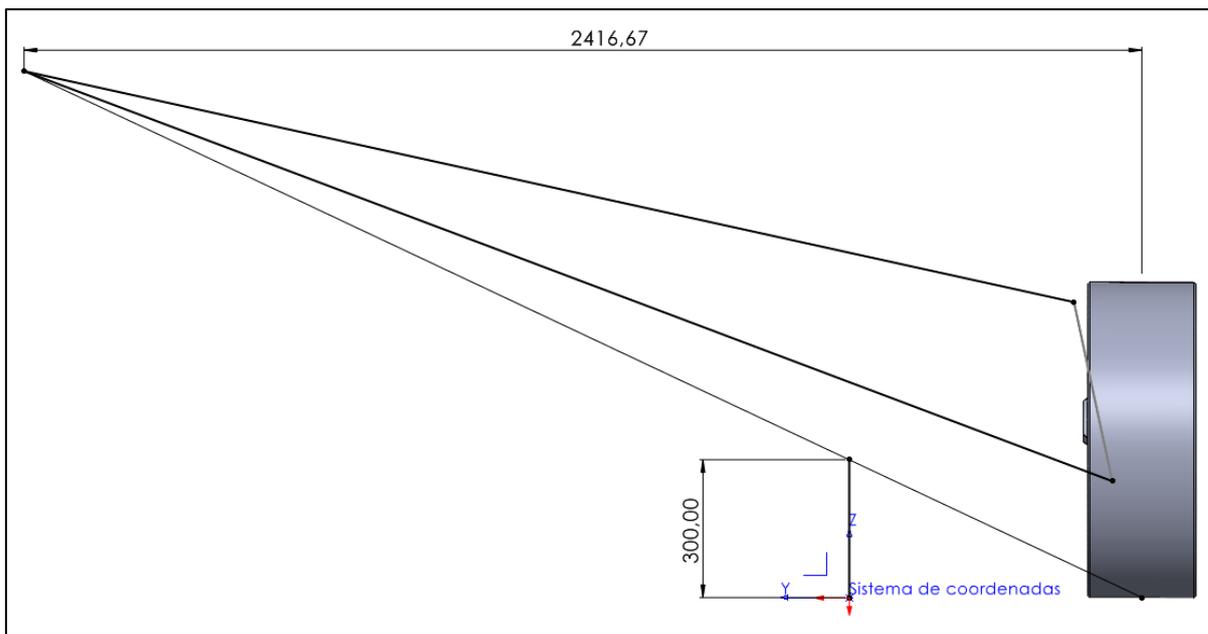
Figura 23 – Coordenadas dos pontos no interior da roda



Fonte: o autor.

4.2 PONTOS OBTIDOS POR PROJEÇÃO

São necessários dados complementares para determinação dos pontos obtidos por projeção. Com esse fim, utilizando a Equação 3, foi calculado o comprimento f_{vsa} utilizando as características que não podem ser alteradas do veículo, a característica de ganho de cambagem e o centro de rolagem desejados, chegando ao resultado de 2417 mm, como mostrado na Figura 24 abaixo.

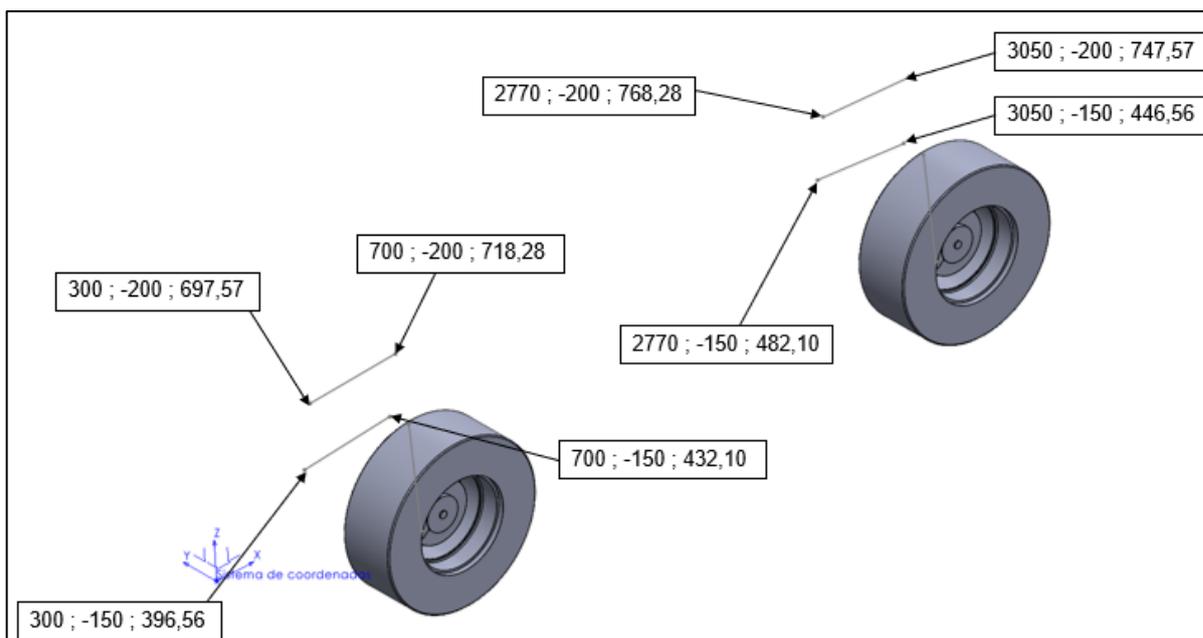
Figura 24 – Determinação do comprimento f_{vsa} 

Fonte: o autor.

Para a utilização da Equação 4 foi necessário determinar o CG do veículo. Para isso, os itens padrões, como pinças de freio, cubos de roda, discos de freio, motor e transmissão, foram pesados e os itens que serão posteriormente projetados tiveram seu peso estimado. Utilizando o peso original do veículo e os itens que foram pesados como comparação, o peso total do veículo após as modificações foi estimado em 900 kg. Essas informações foram inseridas no CAD com suas devidas posições, gerando a localização do CG (1763 ; 0 ; 641,3) mm . Utilizando 25% de característica *anti-dive* e potência de frenagem 60% na dianteira, o ângulo ϕ_F calculado foi de 6,35°.

Após essas etapas realizadas, foi empregada a técnica de projeção demonstrada anteriormente e o resultado pode ser visto abaixo na Figura 25, juntamente com suas coordenadas.

Figura 25 – Eixos e suas coordenadas definidos por meio da técnica de projeção



Fonte: o autor.

Com os pontos definidos pela técnica de projeção, todas as informações foram inseridas no software de simulação LSA.

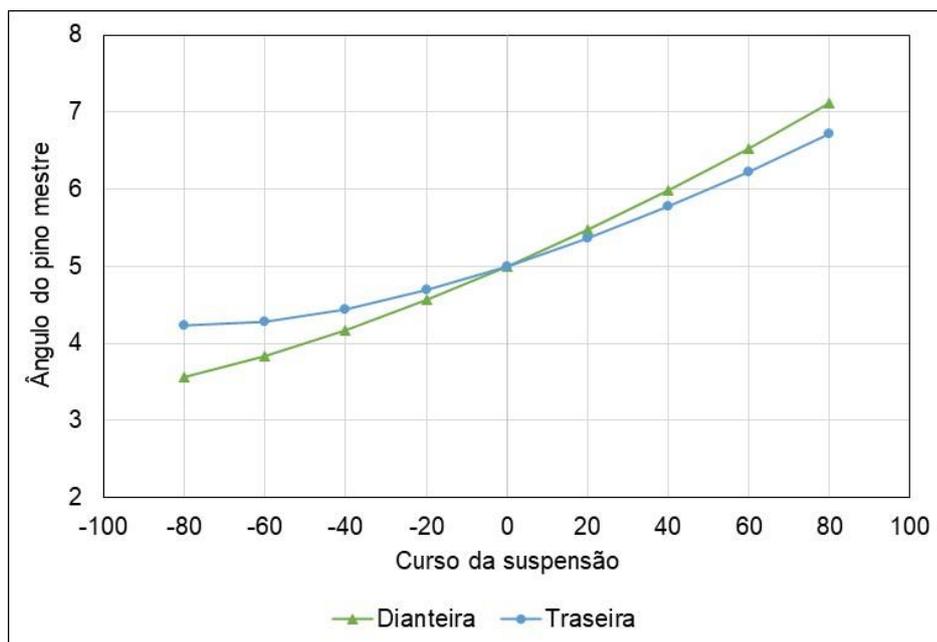
O curso de trabalho da suspensão foi definido conforme seu posicionamento e a disponibilidade de espaço no veículo, e seu valor é de 160mm.

4.3 RESULTADOS DESEJADOS

Os resultados desejados se referem aos parâmetros construtivos obtidos da literatura e elencados no Quadro 2.

O Gráfico 1 mostra a variação da inclinação do pino mestre em relação a variação do curso da suspensão. Pode-se notar que os valores estão compatíveis com o intervalo previamente definido. Pode-se observar também que existe uma curva de progressão para a variação da inclinação do pino mestre, o que possibilita um sistema suave e sem mudanças bruscas. Esse parâmetro é importante para evitar excesso de *jacking* durante esterçamento.

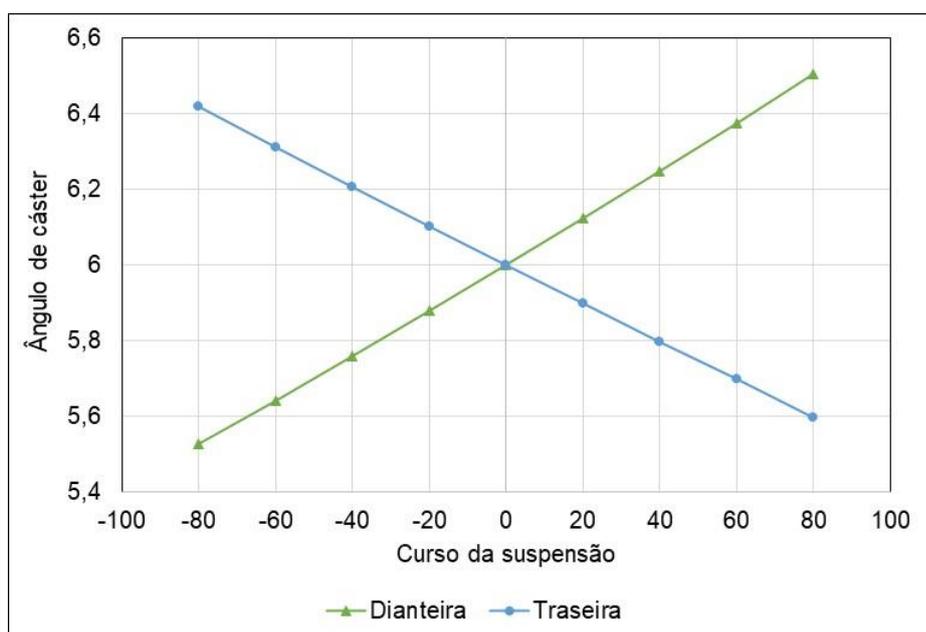
Gráfico 1 – Inclinação do pino mestre em relação ao curso de suspensão



Fonte: o autor.

O Gráfico 2 evidencia a variação do ângulo de cáster em relação a variação do curso da suspensão. Pode-se observar que a variação ocorre aproximadamente de forma linear, e que os valores máximos ficaram dentro do intervalo definido. Este ângulo de cáster tem efeitos positivos durante curvas e um ângulo de cáster mais elevado causa tendência a sobre-esterço, uma característica desejável em rali.

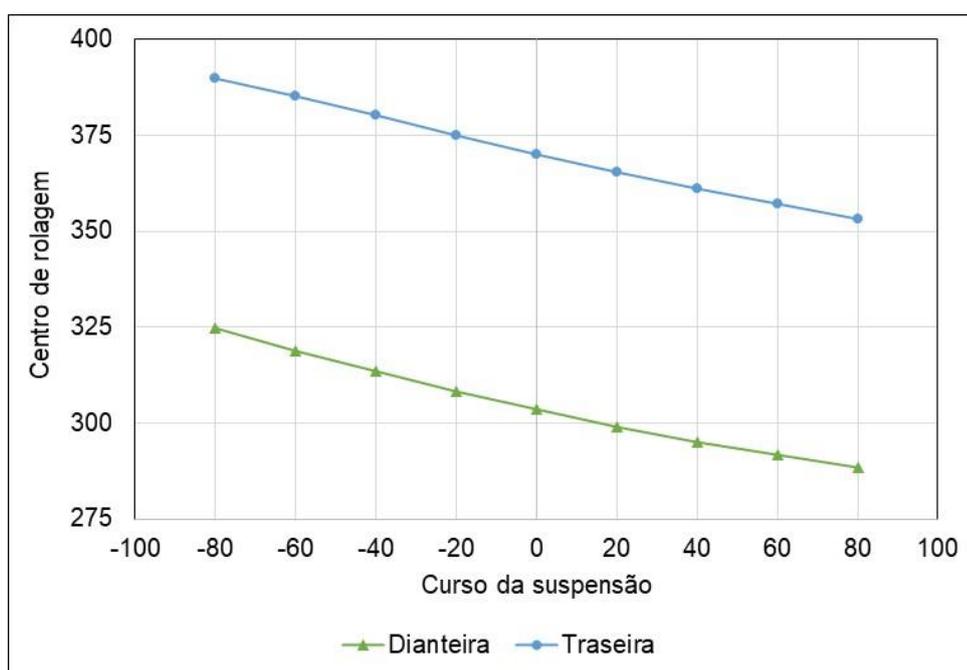
Gráfico 2 – Ângulo de cáster em relação ao curso de suspensão



Fonte: o autor.

O Gráfico 3 demonstra os centros de rolagem em relação ao curso da suspensão. Pode-se ressaltar que os valores ficaram dentro do intervalo proposto. Também pode ser visto a previsibilidade da variação das alturas dos centros de rolagem, que tiveram variação praticamente linear. O centro de rolagem traseiro foi definido como sendo maior que o dianteiro para manter o eixo de rolagem paralelo com o eixo de inercia do veículo.

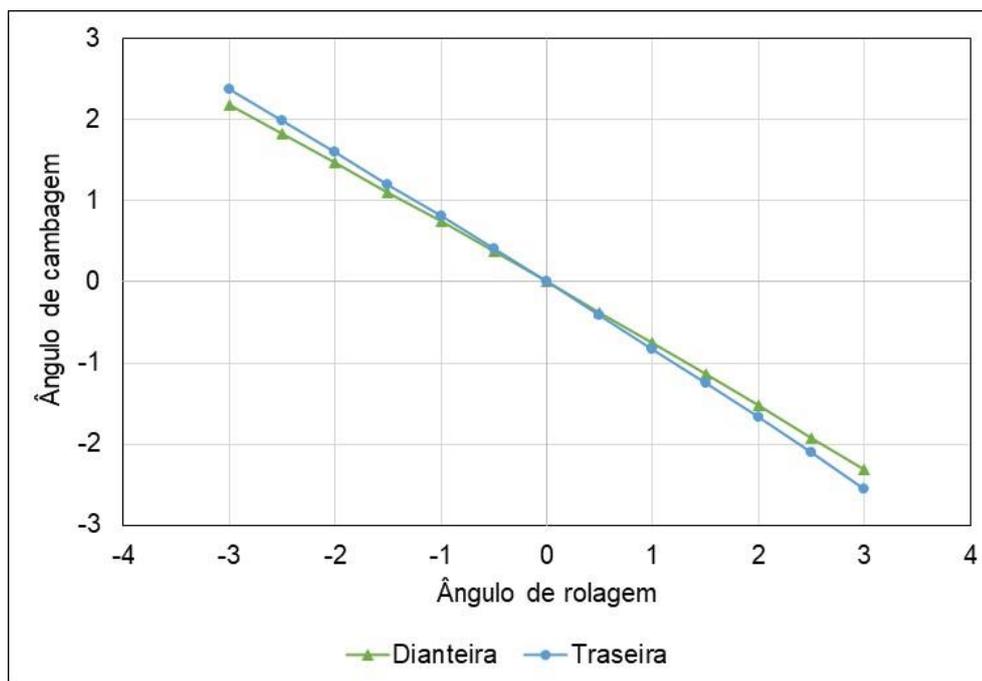
Gráfico 3 – Altura do centro de rolagem em relação ao curso de suspensão



Fonte: o autor.

No Gráfico 4 está demonstrado a variação de cambagem em relação ao ângulo de rolagem da carroceria. Neste gráfico pode-se notar dois parâmetros distintos que foram estabelecidos anteriormente, o ângulo de rolagem máximo e a variação do ângulo de cambagem em relação ao ângulo de rolagem. Ambos os parâmetros ficaram dentro dos intervalos propostos. O ganho de cambagem ajuda a manter a área de contato dos pneus estável durante curvas, compensando a rolagem da carroceria.

Gráfico 4 – Ângulo de cambagem em relação ao ângulo de rolagem



Fonte: o autor.

Utilizando os valores máximos e mínimos do gráfico de cada parâmetro, pode-se observar no Quadro 4, a comparação entre os valores desejados e os valores obtidos. Pode-se notar que todos os valores desejados foram obtidos através da simulação.

Quadro 4 – Comparação entre os valores desejados e os obtidos na simulação

Medida	Valor desejado	Valor obtido
Inclinação do pino mestre (°)	Entre 0 e 8	Entre 3,56 e 7,11
Ângulo de cáster (°)	Entre 5 e 7	Entre 5,52 e 6,50
Cambagem estática (°)	Ajustável entre 0 e -4	Ajustável entre 0 e -4
Ganho de cambagem (°/ângulo de rolagem)	Entre 0,5 e 0,8	0,75
Ângulo máximo de rolagem (°)	3	3
Centro de rolagem dianteiro (mm)	Entre 250 e 350	Entre 288 e 325
Centro de rolagem traseiro (mm)	Entre 300 e 400	Entre 353 e 390

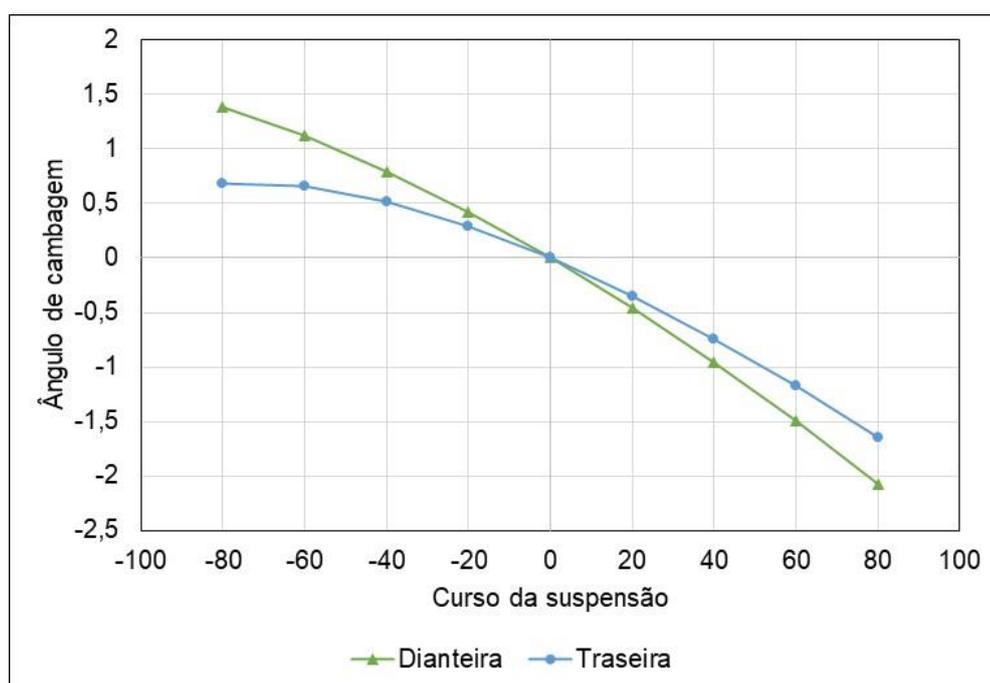
Fonte: o autor.

4.4 RESULTADOS COMPARATIVOS

Os resultados comparativos se referem a comparação das características da suspensão projetada em relação as características medidas da suspensão original.

Pode-se observar no Gráfico 5 a curva de ganho de cambagem em relação ao curso de trabalho da suspensão proposta.

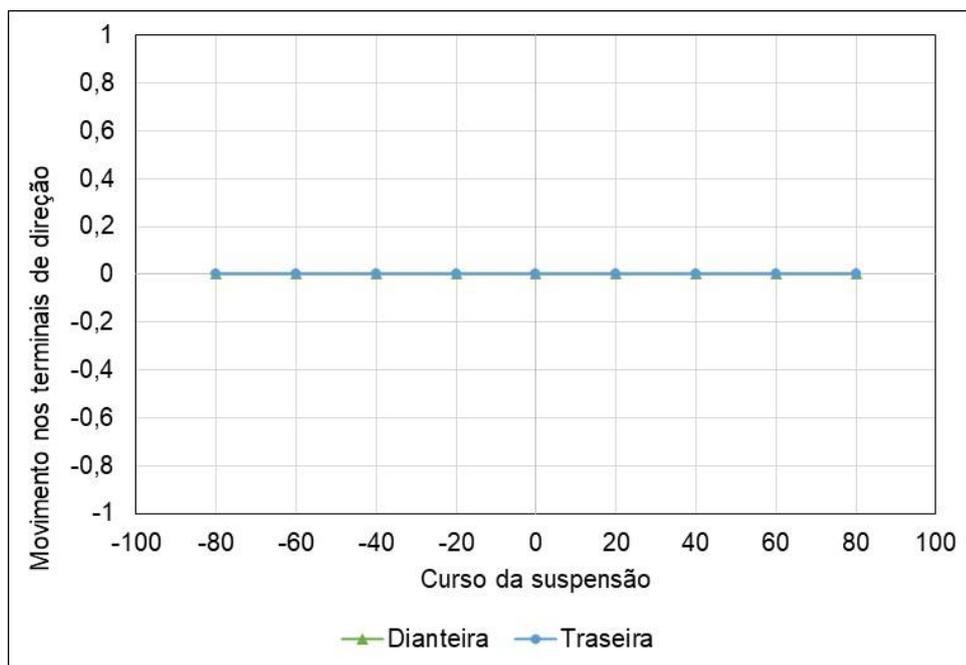
Gráfico 5 – Ângulo de cambagem em relação ao curso de suspensão



Fonte: o autor.

Utilizando o posicionamento dos braços de direção no mesmo plano do braço A inferior foi possível zerar o esterçamento involuntário durante o curso de trabalho da suspensão, conforme demonstrado no Gráfico 6. Esta é uma característica importante para segurança a altas velocidades e previsibilidade do veículo por parte do piloto.

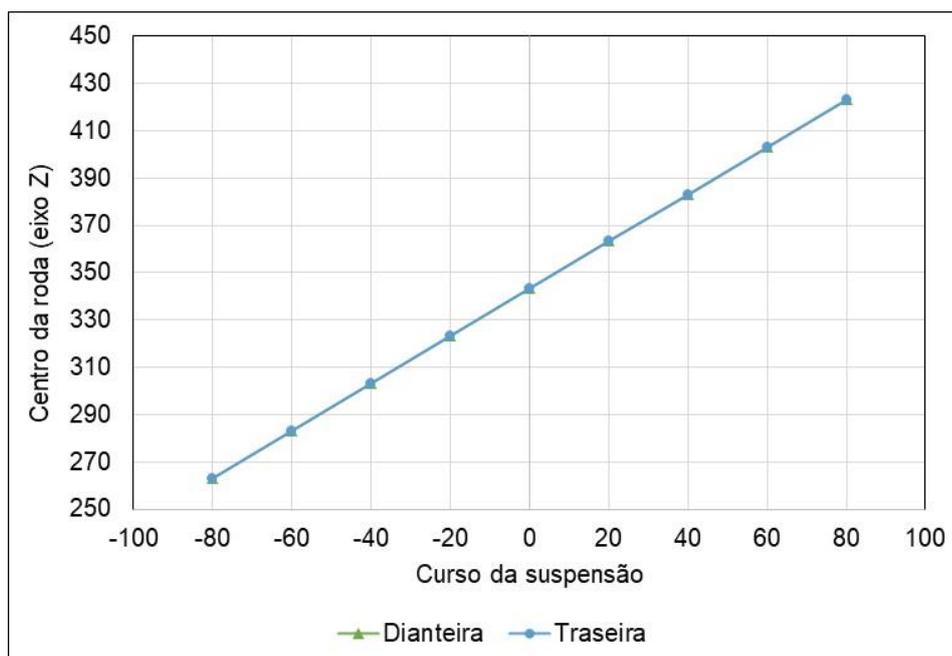
Gráfico 6 - Variação do movimento da direção em relação ao curso de suspensão



Fonte: o autor.

No Gráfico 7 é possível perceber o curso da suspensão medido nas rodas. Este é um dado importante para saber quanto dos defeitos da pista é efetivamente possível suavizar.

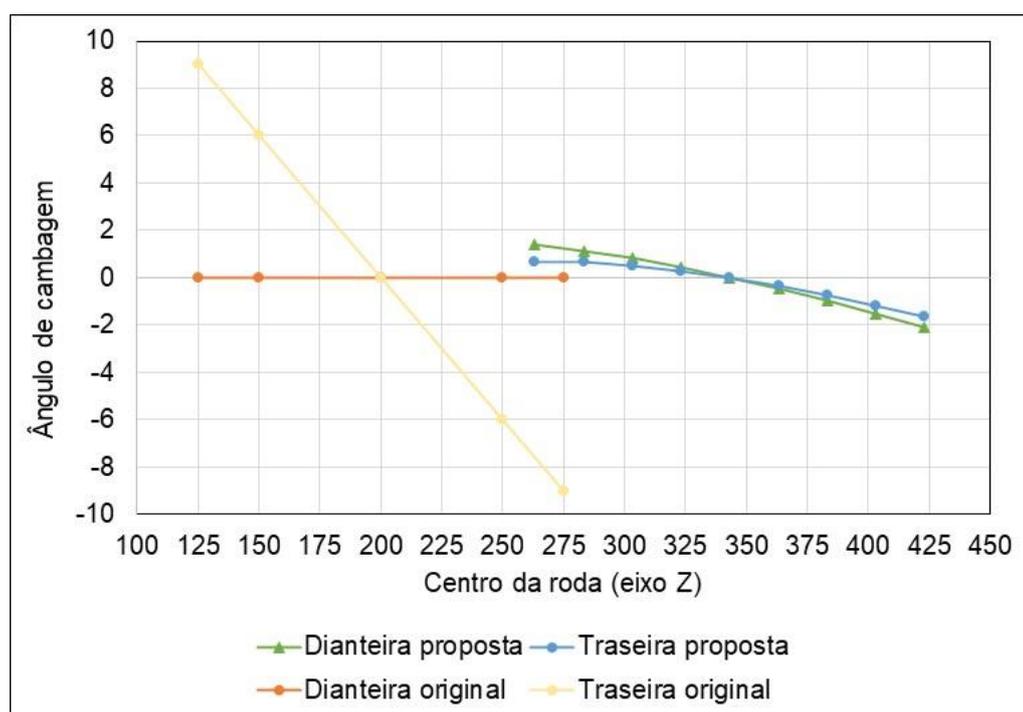
Gráfico 7 - Distância entre o centro da roda a um ponto da carroceria em relação ao curso da suspensão



Fonte: o autor.

No Gráfico 8, e a partir dele pode-se melhor comparar as suspensões original e proposta em questão de variação de cambagem. É possível notar que há uma variação abrupta e de grande amplitude na suspensão original, já no sistema de suspensão proposto pode-se notar que há uma maior suavidade e menor variação durante um curso maior da suspensão, conforme demonstra o Gráfico 9. Isso gera maior previsibilidade no comportamento do veículo.

Gráfico 8 – Comparação entre curvas de cambagem original e proposta



Fonte: o autor.

Utilizando os valores medidos do veículo original e os dados obtidos na simulação, conforme Quadro 5, pode-se perceber que foi possível obter melhora em todos os parâmetros, assim como no comportamento dinâmico com variações mais suaves e previsíveis.

Quadro 5 – Comparação entre os valores da suspensão original e da proposta

Parâmetro	Original	Proposto
Vão livre do solo na altura de rodagem (mm)	200	236
Curso de suspensão medida na roda dianteira (mm)	100	159
Curso de suspensão medida na roda traseira (mm)	150	159
Cambagem da suspensão dianteira totalmente estendida (°)	0	1,38

Continua

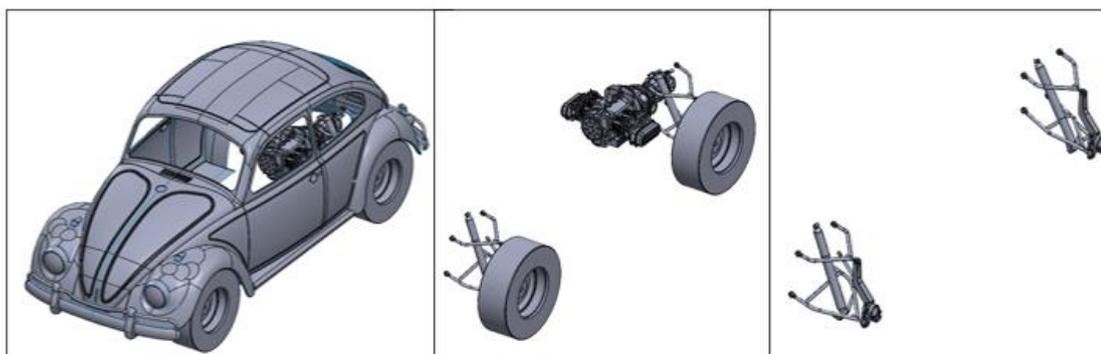
Parâmetro	Original	Proposto
Cambagem da suspensão traseira totalmente estendida (°)	9	0,68
Cambagem da suspensão dianteira em repouso (°)	0	0
Cambagem da suspensão traseira em repouso (°)	0	0
Cambagem da suspensão dianteira totalmente comprimida (°)	0	-2,07
Cambagem da suspensão traseira totalmente comprimida (°)	-9	-1,64

Fonte: o autor.

4.5 MODELAGEM CAD

Como todos os parâmetros atingiram os intervalos requeridos, as informações de todos os eixos e pontos foram novamente inseridos no CAD e os braços A e os cubos foram modelados. Pode-se observar na Figura 26 o sistema modelado juntamente com a carroceria, com a carroceria ocultada, e somente as peças da suspensão.

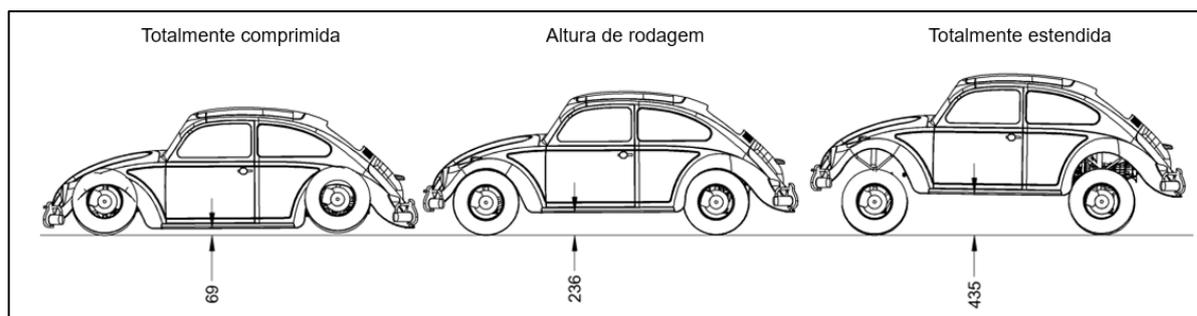
Figura 26 – Modelo 3D da suspensão



Fonte: o autor.

Com o modelo 3D foi possível simular a variação do curso e suas possíveis interferências. Foi possível perceber que durante a compressão total da suspensão haverá colisão com os paralamas, necessitando assim um alívio nesta parte da carroceria. Não foi detectado nenhuma outra possibilidade de colisão, seja com a carroceria ou com o conjunto de motor e transmissão. Na Figura 27 é possível ver a suspensão na altura mínima, na altura de rodagem e na altura máxima, e seus respectivos riscos de colisão.

Figura 27 – Curso de trabalho visualizado no CAD



Fonte: o autor.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho realizou um estudo comparativo entre os parâmetros medidos do sistema de suspensão do veículo original e o sistema de suspensão duplo A proposto. Essa alteração teve como objetivo tornar o veículo VW Fusca apto a disputar provas de rali, considerando que o sistema de suspensão original não é ideal para a prática desta modalidade de corrida.

A partir dos dados obtidos através dos cálculos iniciais, foi possível atingir os resultados desejados na simulação multicorpos. Comparando com os dados obtidos a partir de medições no veículo, foi possível, em relação ao sistema de suspensão original, obter melhoria nos quesitos de curva de cambagem, curso útil de trabalho da suspensão, e vão livre do solo. Ainda foi possível atingir os parâmetros buscados na literatura que seriam ideais para um sistema de suspensão focada em competições de rali.

Utilizando os pontos obtidos na simulação multicorpos foi possível modelar a suspensão em ambiente CAD, assim avaliando possíveis colisões. As colisões detectadas não são impeditivas para o projeto, sendo necessário somente um recorte na região dos paralamas. A partir dessas análises, foi validada a aplicabilidade do modelo de suspensão desenvolvida para o Volkswagen Fusca.

Perante os objetivos definidos para o presente trabalho, é possível concluir que chegou-se a um sistema de suspensão funcional atingindo todos os requisitos elencados em um sistema de suspensão focado na prática de rali.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Para dar segmento ao projeto da suspensão proposta, seguem sugestões para trabalhos futuros:

- a) Dimensionar o sistema de direção e analisar o raio de giro mínimo;
- b) Dimensionar molas e amortecedores e analisar seu comportamento;
- c) Realizar o projeto da gaiola de proteção, juntamente com os pontos de fixação da suspensão e coxins do motor.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, Daniel de Araújo. **Dimensionamento cinemático e dinâmico de suspensão duplo A**. 2012. 83 f. - Universidade de Brasília, [s. l.], 2012.
- BOFF, Guilherme. **Estudo de uma Suspensão Duplo A para um Veículo Volkswagen Fusca**. 2019. 44 f. - Universidade de Caxias do Sul, [s. l.], 2019.
- CARS, Lotus. **Getting Started with Lotus Suspension Analysis**. [S. l.: s. n.], 2018. v. 1
- DIXON, JC. **Suspension geometry and computation**. [S. l.]: John Wiley and Sons Ltd., 2009.
- FESTUGATO, Charles Eugeno. **Análise de três tipos de suspensão traseira aplicadas ao projeto Mini Baja**. 2012. - Universidade de Caxias do Sul, [s. l.], 2012.
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. [S. l.]: SAE International, 1992.
- JAKSCH, Friedrich. Handling and Stability Volvo's Experimental Safety Car. **SAE Technical Papers**, [s. l.], 1973.
- JEBARAJ, David; PRASANNA, Sharath. Design and calculation of double arm suspension of a car. **Journal of Mechanical Engineering**, [s. l.], v. 1, n. 1, p. 11–25, 2020.
- KAMERLOHER, VA; NAIMAN, RV. Modernization of the Audi 90 suspension in preparation for the rally. *In:* , 2019. **Materials Science and Engineering**. [S. l.]: Institute of Physics Publishing, 2019.
- KÖNIG, Wolfgang. **Adolf Hitler vs. Henry Ford: The Volkswagen, the role of America as a model, and the failure of a Nazi consumer society**. [S. l.]: German Studies Association, 2004-. ISSN 01497952.v. 27
- LÓPEZ-MONÍS YUSTE, Antonio. **Estudio De La Geometría De La Suspensión Frontal Del Trophy Truck De Vildosola Racing**. 2018. - Universidad Pontificia Comillas, [s. l.], 2018.
- MANIOWSKI, Michał. **Optimization of spring-damper modules of rally car for fast passing over jump inducing bumps**. 2011. - Cracow University of Technology, [s. l.], 2011.
- MILLIKEN, William F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dynamics**. [S. l.]: SAE International, 1994.
- NAESS, H. **A Sociology of the World Rally Championship: History, Identity,**

Memories and Place. [S. l.: s. n.], 2014.

PRICE, RL. **The VW Beetle: A Production History of the World's Most Famous Car, 1936-1967.** [S. l.]: John Wiley and Sons, 2003.

REIMPELL, Jornsen; STOLL, Helmut; BETZLER, Jurgen. **The Automotive Chassis: Engineering Principles.** [S. l.: s. n.], 2001.

SINGH, Niranjana. General Review of Mechanical Springs Used in Automobiles Suspension System. **International Journal of Advanced Engineering Research and Studies**, [s. l.], v. 3, n. 1, p. 155–122, 2013.

THEANDER, Adam. Design of a Suspension for a Formula Student Race Car. **Trita-AVE**, [s. l.], v. 26, 2004.

TIPLER, J. **Porsche Carrera: The Air-Cooled Era, 1953-1998.** [S. l.: s. n.], 2014.

YANJIN, Guan; GUOQUN, Zhao; GANG, Cheng. FEA and Testing Studies on Static Camber Performance of the Radial Tire:. **Journal of Reinforced Plastics and Composites**, [s. l.], v. 26, n. 18, p. 1921–1936, 2007.