

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

MATHEUS BEVILAQUA

**ANÁLISE DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO DUPLO “A” DIANTEIRA PARA
PROTÓTIPO *OFF-ROAD***

PATO BRANCO

2023

MATHEUS BEVILAQUA

**ANÁLISE DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO DUPLO “A” DIANTEIRA PARA
PROTÓTIPO *OFF-ROAD***

Analysis of double wishbone front suspension geometry for off-road prototype

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador(a): Doutor Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues

PATO BRANCO

2023



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

MATHEUS BEVILAQUA

**ANÁLISE DE GEOMETRIA DE SUSPENSÃO DUPLO “A” DIANTEIRA PARA
PROTÓTIPO *OFF-ROAD*.**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica da
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
(UTFPR).

Data de aprovação: 16 de junho de 2023

Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Adelino Carlos Maccarini
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Robson Gonçalves Trentin
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

PATO BRANCO

2023

Dedico este trabalho à minha família e amigos.

RESUMO

O presente trabalho teve como objetivo realizar um estudo sobre a geometria de suspensão dianteira duplo A para um veículo *off-road* de competição. A suspensão duplo A é uma configuração independente de braços sobrepostos, que geralmente apresenta um formato similar a um "A". O estudo teve início com uma revisão bibliográfica que descreveu as principais características desse tipo de suspensão. Em seguida, foram apresentados os principais componentes da suspensão e as geometrias que serão utilizadas no desenvolvimento específico para o veículo em questão. Posteriormente, foi realizado o modelamento da suspensão proposta utilizando o *software* MSC Adams Car. O estudo envolveu a criação do modelo e a realização de análises dinâmicas do sistema. As avaliações foram baseadas nos parâmetros de cambagem, *bump steer* e geometria Ackermann. O objetivo foi analisar e otimizar os diferentes aspectos da suspensão dianteira duplo A, buscando melhorar o desempenho do veículo *off-road* de competição. As análises realizadas no *software* MSC Adams Car forneceram informações importantes sobre o comportamento do sistema, possibilitando a identificação de possíveis ajustes e aprimoramentos na geometria para chegar em um resultado com bons ganhos de *camber*, alta porcentagem de *ackermann* e baixo *bump steer*.

Palavras-chave: Suspensão; Duplo A; Geometria; Cambagem, Off-road.

ABSTRACT

The present work aimed to carry out a study on the double A front suspension geometry for a competition off-road vehicle. The double A suspension is an independent configuration of overlapping arms, which generally has a shape similar to an "A". The study began with a literature review describing the main characteristics of this type of suspension. Next, the main components of the suspension and the geometries that will be used in the specific development for the vehicle in question were presented. Subsequently, the proposed suspension was modeled using the MSC Adams Car software. The study involved creating the model and conducting dynamic analyses of the system. The evaluations were based on the parameters of camber, bump steer, and Ackermann geometry. The objective was to analyze and optimize the different aspects of the double A front suspension, aiming to improve the performance of the competition off-road vehicle. The analyses performed in the MSC Adams Car software provided important information about the system's behavior, enabling the identification of possible adjustments and enhancements in the geometry to achieve a result with good camber gains, a high percentage of Ackermann, and low bump steer.

Keywords: Suspension; Double A; Geometry; Camber, Off-road.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Demonstração da suspensão duplo A	16
Figura 2 - Inclinação pino mestre	17
Figura 3 - Ângulo de camber	18
Figura 4 - Exemplificação de caster	19
Figura 5 - Convergência das rodas.....	20
Figura 6 - Centro de rolagem de uma suspensão duplo A	21
Figura 7 - Condição ackermann	22
Figura 8 - Diagrama de Jeantaud	23
Figura 9 - Diagrama para redução do bump steer.....	24
Figura 10 - Razão de instalação	25
Figura 11 - Dimensão da bitola, pneu e agregado.....	27
Figura 12 - Esboço de geometria	28
Figura 13 - Centro de rolagem.....	28
Figura 14 - Amortecedor Offshox FX5.....	29
Figura 15 - Razão de instalação	30
Figura 16 - Geometria ackermann.....	31
Figura 17 - Bump steer	32
Figura 18 - Simulação	33
Figura 19 - Ganho de camber	35
Figura 20 - Bump steer	36
Figura 21- Gráfico angulo de esterçamento x raio de giro	36
Figura 22 - Gráfico sobre porcentagem de geometria ackermann	37
Figura 23 - Gráfico de porcentagem de geometria ackermann v2	38
Figura 24 - Gráfico bump steer 2	39
Figura 25 - Gráfico de % ackermann x raio de giro	40
Figura 26 - Raio da curva Grand hotel em Mônaco.....	41

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CBA – Confederação Brasileira Automobilística

FENAJEEP - Festa Nacional do Jeep

MSC – Multibody simulator computer

LISTA DE SÍMBOLOS

γ	Ângulo de camber
δ	Ângulo do pino mestre
b	Braço a terra diagonal
ϵ	Caster
n	Braço a terra longitudinal
w	Bitola
δ_i	Ângulo de direção roda interna
δ_o	Ângulo de direção roda externa
l	Entre eixo
R	Raio de curva
a_2	Distância eixo traseiro centro de gravidade
C	Centro de gravidade
O	Centro de rotação da curva
M	Centro de rolamento
IR	Razão de instalação
ΔS	Deslocamento da mola
ΔW	Deslocamento de carroceria

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivos	13
1.1.1	Objetivos geral.....	13
1.1.2	Objetivos específicos.....	13
1.2	Organização do trabalho	14
2	REFERENCIAL TEÓRICO	15
2.1	Suspensão automotiva duplo A	15
2.1.1	Componentes de uma suspensão duplo A.....	16
2.2	Parâmetros de suspensão	17
2.2.1	Pino mestre	17
2.2.2	Camber.....	18
2.2.3	Caster	19
2.2.4	Convergência e divergência	19
2.2.5	Centro de rolagem.....	20
2.2.6	Geometria ackermann.....	21
2.2.7	<i>Bump steer</i>	23
2.2.8	Razão de instalação amortecedor/mola	24
3	MATERIAIS E MÉTODOS	26
3.1	Métodos	26
3.2	Modelagem geométrica	26
3.3	Simulação	32
4	RESULTADOS	35
5	CONCLUSÃO	42
6	REFERÊNCIAS	43

1 INTRODUÇÃO

Um protótipo *off-road* mono-posto pode ser descrito como um veículo de fabricação artesanal, seguindo os padrões de exigência mínimos de segurança reconhecidos pela CBA (Confederação Brasileira Automobilística).

Dentre as competições *off-road* as corridas com gaiola-cross vêm ganhando espaço nesse meio, um exemplo a ser citado é a FENAJEEP, festival de *jeep* indoor e gaiola cross que acontece uma vez por ano em Brusque-SC.

No mundo de competições automobilísticas a busca pelo aperfeiçoamento é cada vez maior, como Miliken (1995) se expressa, os objetivos do automobilismo é vencer corridas, ainda para Miliken (1995), o veículo pode sobre intensas modificações para ser cada vez mais competitivo e facilitar o controle do motorista, e isso leva para a área de dinâmica veicular, sendo essa uma área do ramo de engenharia que relaciona forças dos pneus, acelerações e movimentos gerais do veículo, tudo regido pelas Leis de Newton.

O presente trabalho vem com o propósito de estudar uma suspensão com sistema duplo A para a dianteira de um protótipo *off road*, verificando a geometria e pontos de fixação da construção da bandeja, além do melhor posicionamento dos amortecedores, molas e caixa de direção.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo geral

Projetar uma geometria para suspensão duplo A voltada para competição *off-road*, com dimensões próximas a de um Volkswagen Fusca.

1.1.2 Objetivos específicos

Em complemento ao objetivo geral foram definidos aos específicos:

- Projetar um modelo de geometria de uma suspensão duplo A;
- Simular geometria de suspensão duplo A no *software* MSC Adams car;
- Alcançar resultados coerente com a teoria, ou seja, mínimo ganho possível de *bump steer* e alta porcentagem de arckemann.

1.2 Organização do trabalho

O capítulo 2 tem como objetivo introduzir o modelo de suspensão duplo A e apresentar referências bibliográficas, bem como a importância de verificar e considerar a geometria correta para otimizar o desempenho do veículo. Essa revisão bibliográfica permitiu embasar teoricamente as escolhas e decisões tomadas ao longo do projeto.

Já o Capítulo 3 descreve a metodologia adotada, detalhando cada etapa do trabalho. Inicialmente, foram determinadas as dimensões do veículo. Em seguida, foram realizadas a construção de um esboço 2D, a fim de definir parâmetros de geometria, posteriormente esses parâmetros foram simulados no *software* MSC Adams car, para um refino dos dados.

No Capítulo 4, foram apresentados os resultados e discussões obtidos durante o projeto. Foram analisados os parâmetros, altura do centro de rolagem, câmber, caster, convergência, *bump steer* e geometria ackermann.

2 REFERENCIAL TÉORICO

2.1 Suspensão automotiva duplo A

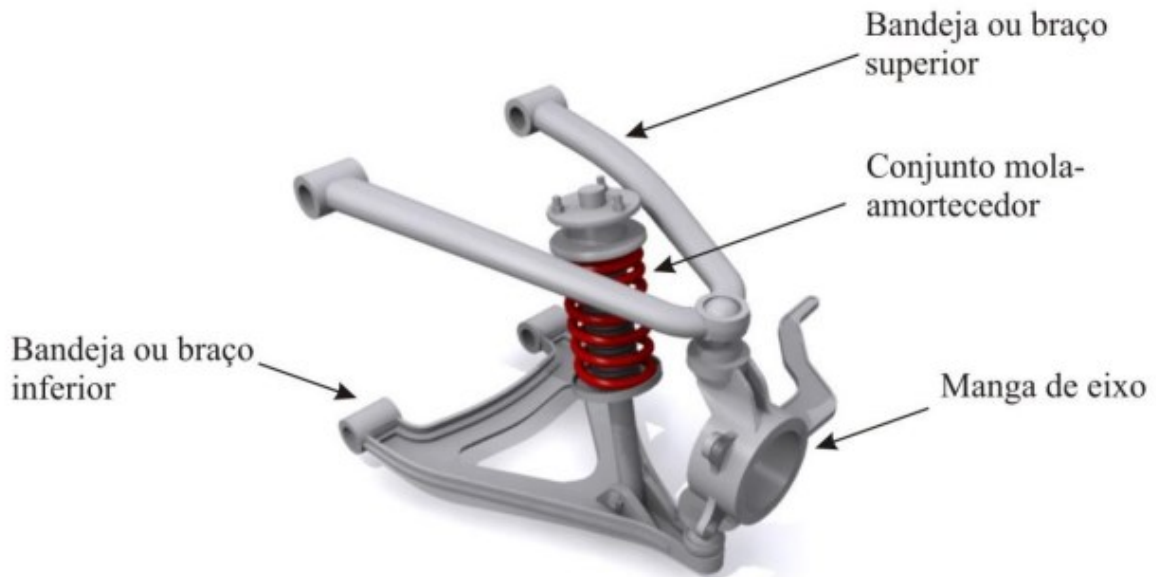
A suspensão duplo A ganha esse nome devido ao formato de seus braços se assemelharem com a letra A. Atualmente é a suspensão dianteira mais usada em veículos *off-road*. Já em veículos *on-roads* este tipo de suspensão é frequentemente utilizado em carros com tração traseira (Dixon 2009) e (Gillespie 1992).

Esse sistema de suspensão é independente, ou seja, uma roda não interfere diretamente no movimento da outra, onde 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 à possibilidades de acerto da geometria, que apresentam pequena variação ao longo do curso de amortecimento.

A seguir tem-se a Figura 1 demonstrando:

Figura 1 - Demonstração da suspensão duplo A



Fonte: Torres (2011).

2.1.1 Componentes de uma suspensão duplo A.

Os braços da suspensão são divididos em inferior e superior, na Figura 1 percebe-se que a quatro pontos de fixação da bandeja no chassi e mais dois pontos na manga para as bandejas. Normalmente essa fixação é feita por terminais rotulares, que esses terminais são responsáveis pelas regulagens de *setup* das rodas, ou seja, controla os ângulos da suspensão estáticos, cambagem e caster.

Em cada roda existe um conjunto mola-amortecedor conectado, onde os amortecedores controlam o comportamento da mola e suas oscilações, tanto da mola quanto das rodas, ou seja, o conjunto ajuda a manter as rodas em contato com o solo. Este comportamento melhora a dirigibilidade, estabilidade direcional, a vida útil do pneu e a tração do veículo. (Knowles 2011).

Já a manga de eixo fica responsável pela ancoragem entre as duas bandejas, e a roda, além de rotacionar em seu próprio eixo para o que veículo tenha liberdade de realizar o esterçar.

2.2 Parâmetros de suspensão

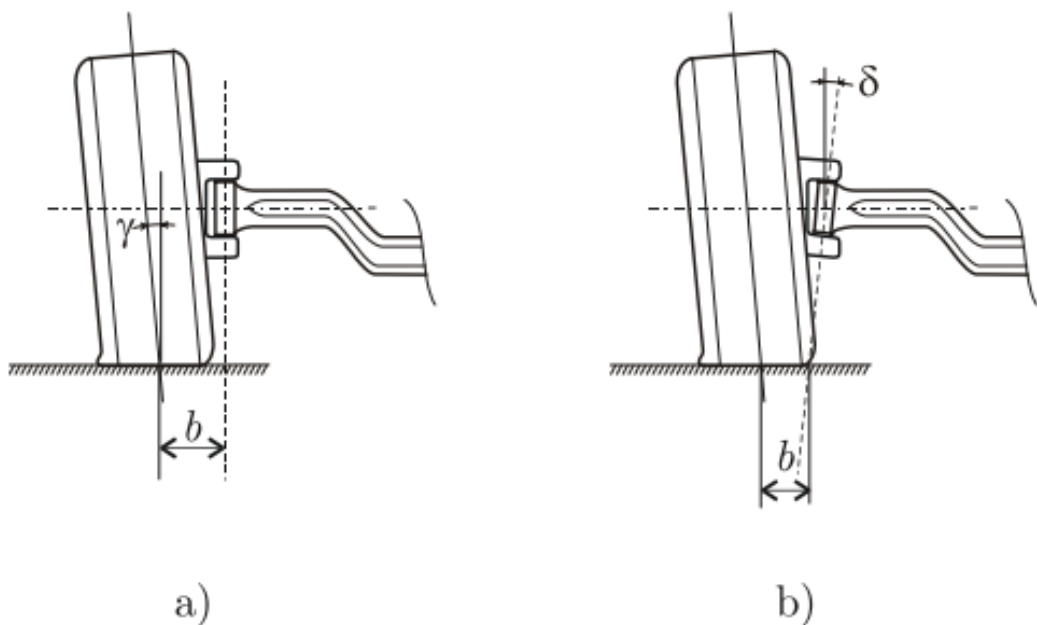
Os ângulos da direção podem também ser caracterizados como ângulos da roda, essas grandezas estão diretamente ligadas com a geometria e fixação dos braços da suspensão.

2.2.1 Pino mestre

O pino mestre é denominado de eixo de rotação vertical que liga a manga de eixo aos braços de suspensões. Esse eixo gera um braço de alavanca “b” com o meio do pneu, essa alavanca é denominada braço a terra, quanto maior essa distância maior o esforço para esterçar o veículo. (Nicolazzi 2008).

Para melhorar a dirigibilidade do veículo pode ser adotado uma inclinação no pino mestre como na Figura 2 a seguir:

Figura 2 - Inclinação pino mestre



Fonte: Nicolazzi(2008)

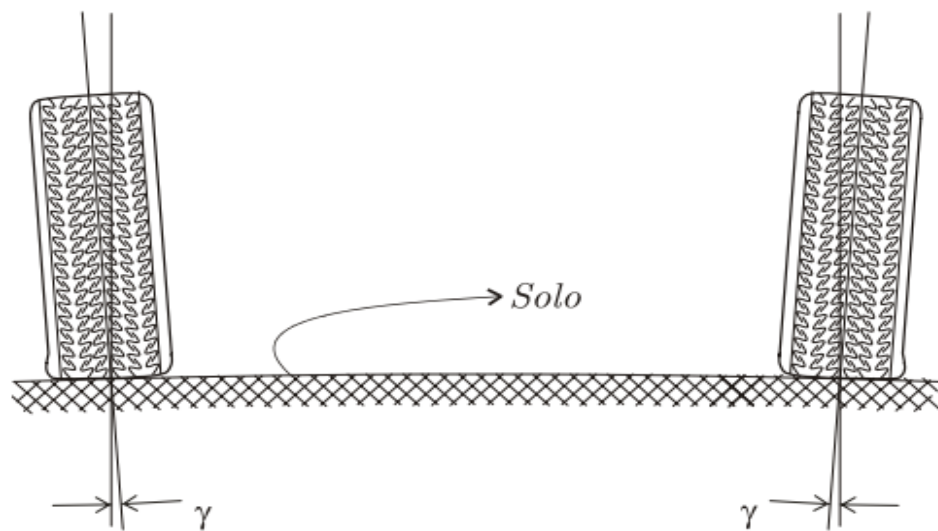
Segundo Nicolazzi (2008) essas inclinações variam de 4° a 9° “ δ ” é sempre negativa.

Para Knowles (2011) quanto menor o braço a terra mais leve será a direção, menor o desgaste de pneu e ainda deixa a direção mais estabilizada criando um chamado momento auto alinhante.

2.2.2 Camber

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.

Figura 3 - Angulo de camber



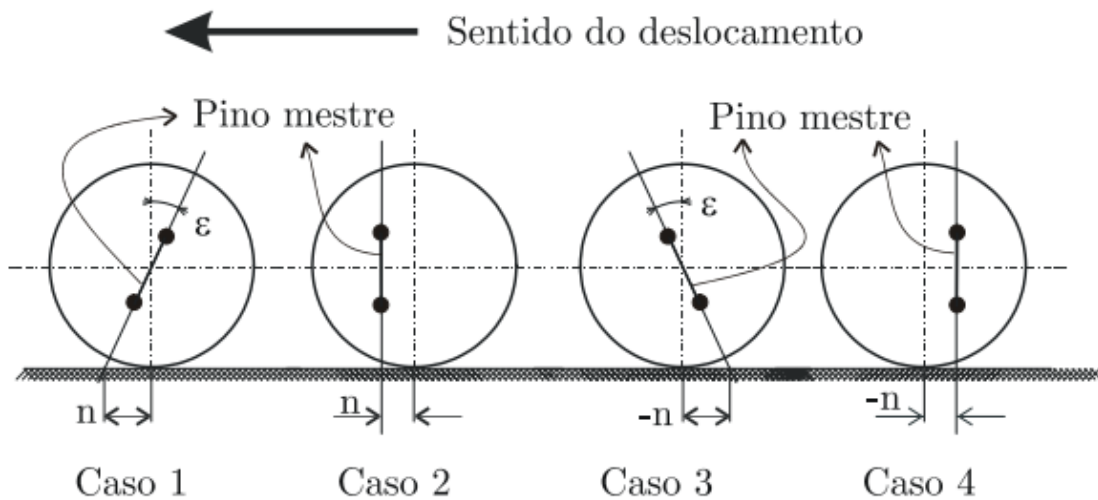
Fonte: Nicolazzi (2008)

O camber é considerado positivo quando a roda tem sua parte superior deslocada para fora e negativa quando for para dentro. A cambagem negativa é favorável para absorção de forças laterais em curvas, já a cambagem positiva é melhor para um baixo desgastes dos pneus. Portanto a maioria dos carros esportivos tende a ter um camber negativo na dianteira e traseira. (Nicolazzi 2008).

2.2.3 Caster

O ângulo de caster (Figura 4) 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 4 - Exemplificação de caster



Fonte: Nicolazzi (2008)

Para Nicolazzi (2008) há três formas principais na utilização do ângulo do caster. São elas:

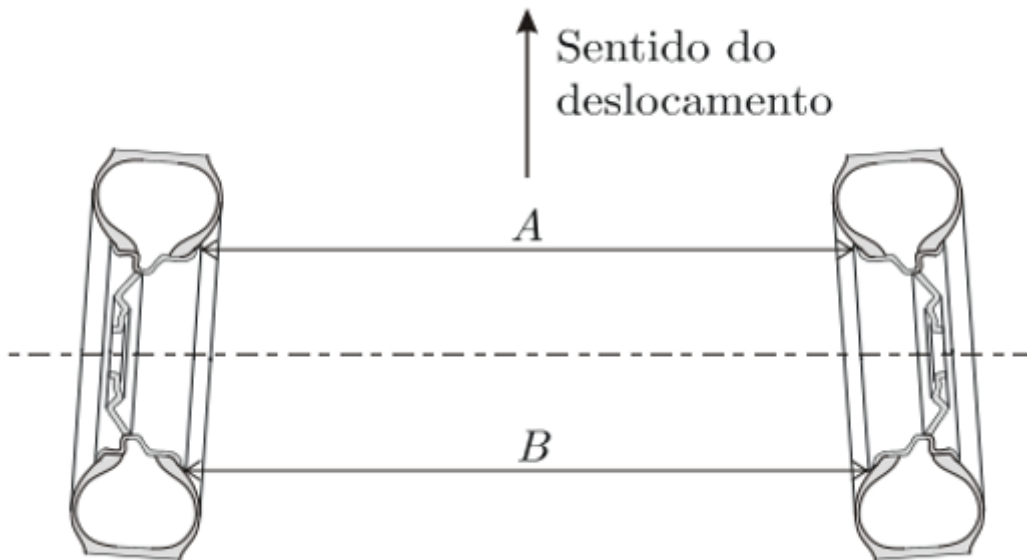
- Motor dianteiro, tração traseira: $\varepsilon = 0^\circ$ a 4° (Caso 1);
- Motor e tração traseiros: $\varepsilon = 8^\circ$ a 12° (Caso 1);
- Motor e tração dianteiros: $\varepsilon = -1^\circ$ a $+3^\circ$ (Caso 3);

Os casos 2 e 4 representam o caster em uma suspensão traseira.

2.2.4 Convergência e divergência

O ângulo de convergência, medido a partir da vista superior é observada a relação entre a linha de simetria do carro e o plano da roda. Quando as rodas se aproximam em relação à frente do veículo, esse ângulo é denominado convergência. Já quando as rodas se afastam em relação à frente do veículo, o ângulo é denominado divergência.

Figura 5 - Convergência das rodas.



Fonte: Nicolazzi (2008).

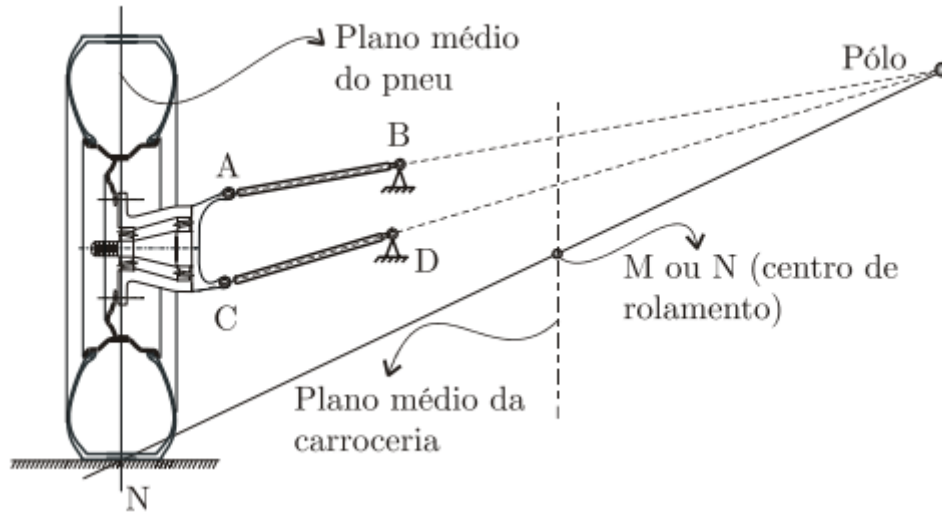
Para um bom desempenho, baixo desgaste dos pneus e estabilidade em linha reta, as rodas devem apontar diretamente para frente do carro, no entanto, quando maior a velocidade do carro maior tendência das rodas desloquem inclinadas em relação à direção do movimento (convergência). Para Nicolazzi 2008, é necessário que as rodas quando o veículo estiver parado, apresentem uma posição inclinada em sentido contrário (divergência).

2.2.5 Centro de rolagem

O centro de rolagem (M), referente à vista frontal do veículo, representa o ponto imaginário em que a massa suspensa (chassi) 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).

Segundo Nicolazzi (2011) para determinar centro de rolagem em uma suspensão independente e plana, é preciso primeiro encontrar o centro instantâneo do movimento da roda denominado pólo. Na Figura 6 é possível encontrar o pólo gerando uma linha imaginária entre os pontos de fixação A á B e de C á D e mais uma saindo do meio do pneu ao tocar o solo. As três linhas devem se encontrar como na Figura 6.

Figura 6 - Centro de rolagem de uma suspensão duplo A



Fonte: Nicolazzi (2012)

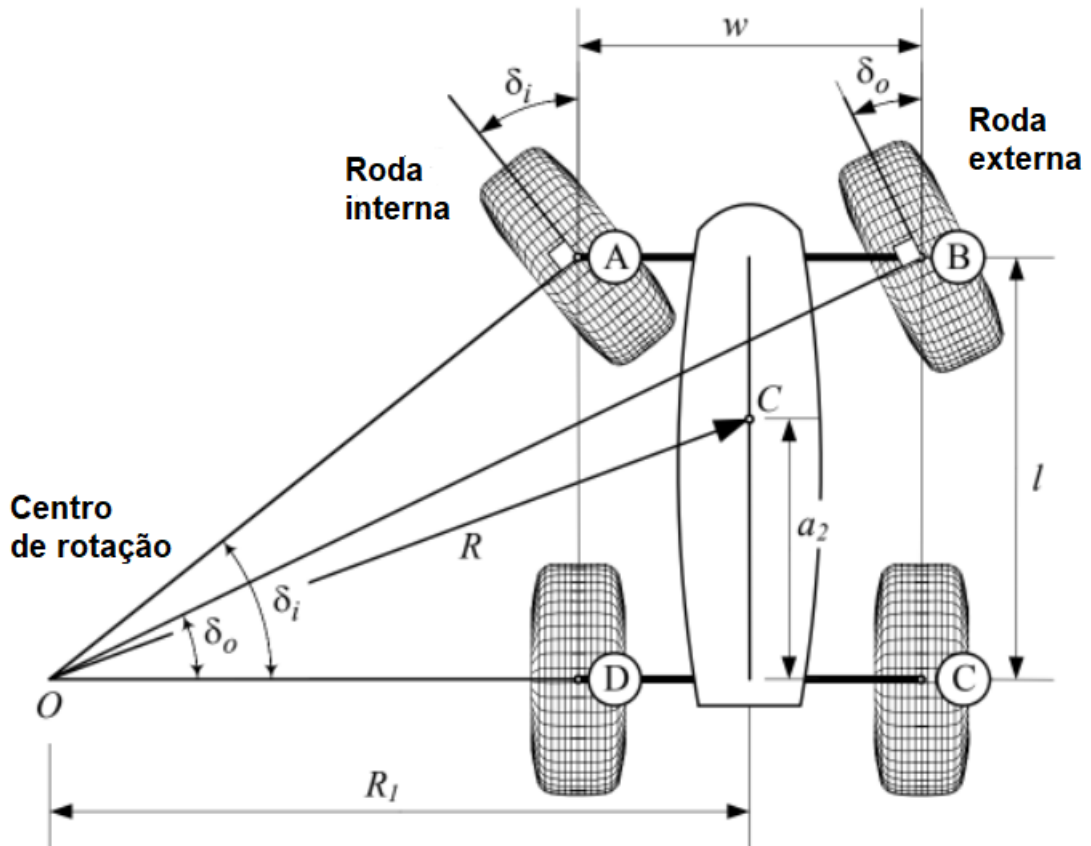
O centro de rolagem pode ser encontrado com o plano médio da bitola do carro, ou seja, espelhando a Figura 6 e encontrado o ponto onde as linhas que saem do pneu se encontram.

2.2.6 Geometria ackermann

Para Jazar (2008) quando um carro está se movendo em uma velocidade muito baixa, ele precisa de uma condição cinemática entre as rodas internas e externa para que ambas girem sem escorregar, essa condição é chamada de ackermann.

Nicolazzi (2008) resume essa condição dizendo que as rodas da direção devem estar sempre em condições perpendiculares ao centro da curva. Como mostrado na Figura 7.

Figura 7 - Condição ackermann



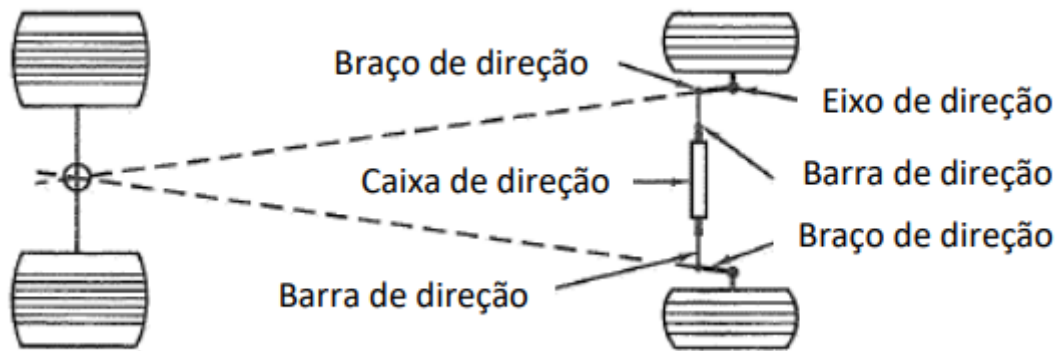
Fonte: Adaptação Jazar(2008)

A partir da Figura 7 podemos criar uma relação trigonométrica denominada condição de ackermann demonstrada na equação 1.

$$\cot\delta_0 - \cot\delta_i = w/l \quad (1)$$

Segundo Miliken (1995), em 1878 Charles Jeantaud criou um diagrama que propõe uma boa aproximação com a condição Ackermann, esse diagrama descreve que o eixo de direção deve ficar em uma posição que ao criar uma linha imaginaria essa devem interceptar o meio do eixo traseiro.

Figura 8 - Diagrama de Jeantaud



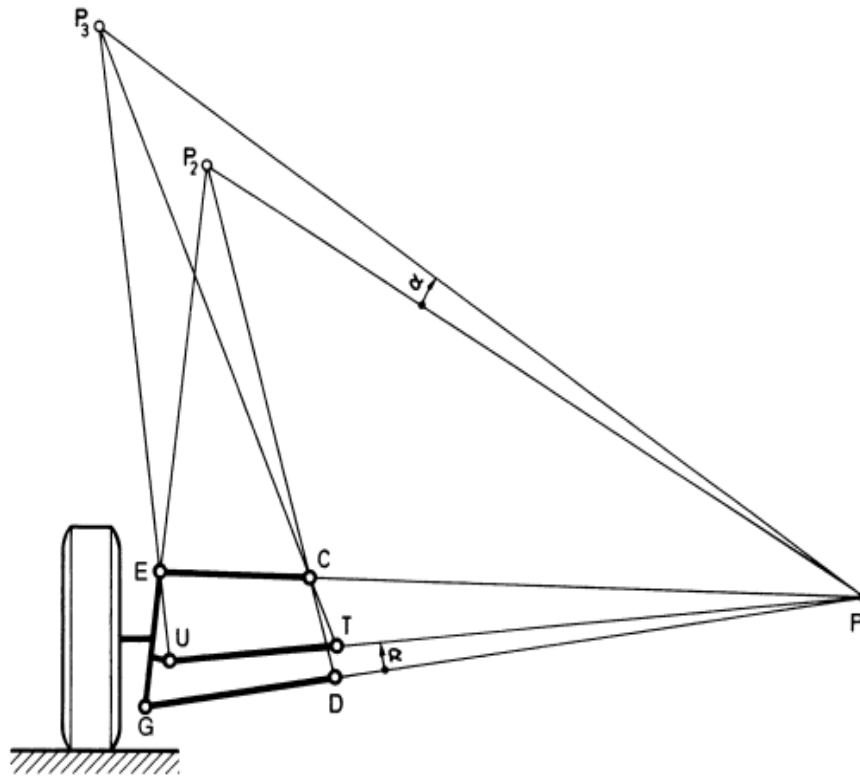
Fonte: Adaptado de Miliken e Miliken (1995)

2.2.7 Bump steer

De acordo com Milliken (1995), o *bump steer* ocorre quando o movimento vertical da suspensão causa uma mudança no ângulo de esterçamento das rodas, levando a um desalinhamento indesejado entre as trajetórias das rodas e o movimento da suspensão. Esse desalinhamento pode afetar a estabilidade e a dirigibilidade do veículo, resultando em respostas de direção imprevisíveis e potencialmente perigosas.

Milliken (1995) discutem a importância de minimizar o *bump steer* durante o projeto da suspensão, visando obter um comportamento de direção mais previsível e controlável.

Figura 9 - Diagrama para redução do *bump steer*



Fonte: Reimpell (2022)

Segundo Reimpell (2001) podemos minimizar o efeito do *bump steer* seguindo o diagrama da figura 9.

2.2.8 Razão de instalação amortecedor/mola

A razão de instalação é quociente entre o deslocamento da mola (ΔS) e o deslocamento vertical da roda relativo à carroceria (ΔW), como mostrada na Equação 2. (MILLIKEN, 1995).

$$IR = \Delta S / \Delta W \quad (2)$$

Essa relação entre as alavancas na suspensão é geralmente expressa de forma analítica através da razão de instalação (IR), levando em consideração os ângulos de ação envolvidos. Essa relação é determinada pelo produto de todas as razões de instalação entre a roda e o conjunto de atuadores. (DIXON, 2009).

Conforme as Equação 3.

$$IR = (l_a * \text{sen}(\psi_a)) / l_b \quad (3)$$

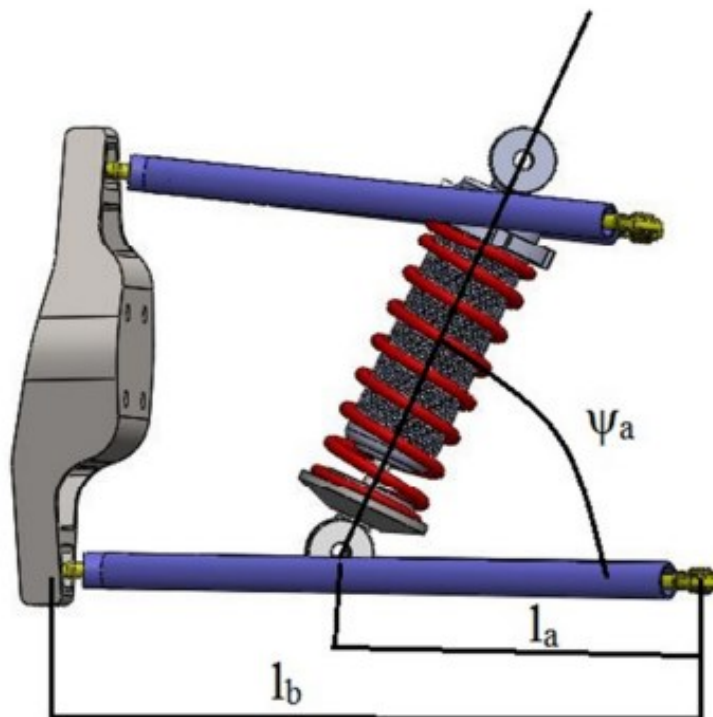
Onde l_b representa a distância entre o ponto de fixação na carroceria e o ponto de fixação na manga de eixo, no braço onde o atuador (amortecedor ou haste) é instalado;

Onde l_a representa a distância entre o ponto de fixação na carroceria e o ponto de fixação do atuador;

O ângulo de ação " ψ_a " é o ângulo formado entre a linha perpendicular ao braço e o eixo do atuador.

Na Figura 10, observa-se as alavancas l_b e l_a , juntamente com o ângulo de ação ψ_a .

Figura 10 - Razão de instalação



Fonte: Menezes (2019)

Para Dixon quanto mais próximo de 1 a razão, mais eficiente será a absorção de impactos, porém existe uma série de dificuldades para alcançar esse valor, portando é comum uma relação em torno de 0,7.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Métodos

A concepção da geometria da suspensão começa pela seleção e avaliação das restrições dimensionais. Em competições de gaiola *cross*, onde não há regras específicas para entre eixos e bitola do veículo, portanto as dimensões foram escolhidas próximas a de um Volkswagen Fusca. Algumas das dimensões consideradas são:

- Altura do carro;
- Dimensões da roda/pneu;
- Bitola do veículo;
- Entre eixos;
- Dimensão da manga de eixo;
- Dimensão do agregado/chassi;

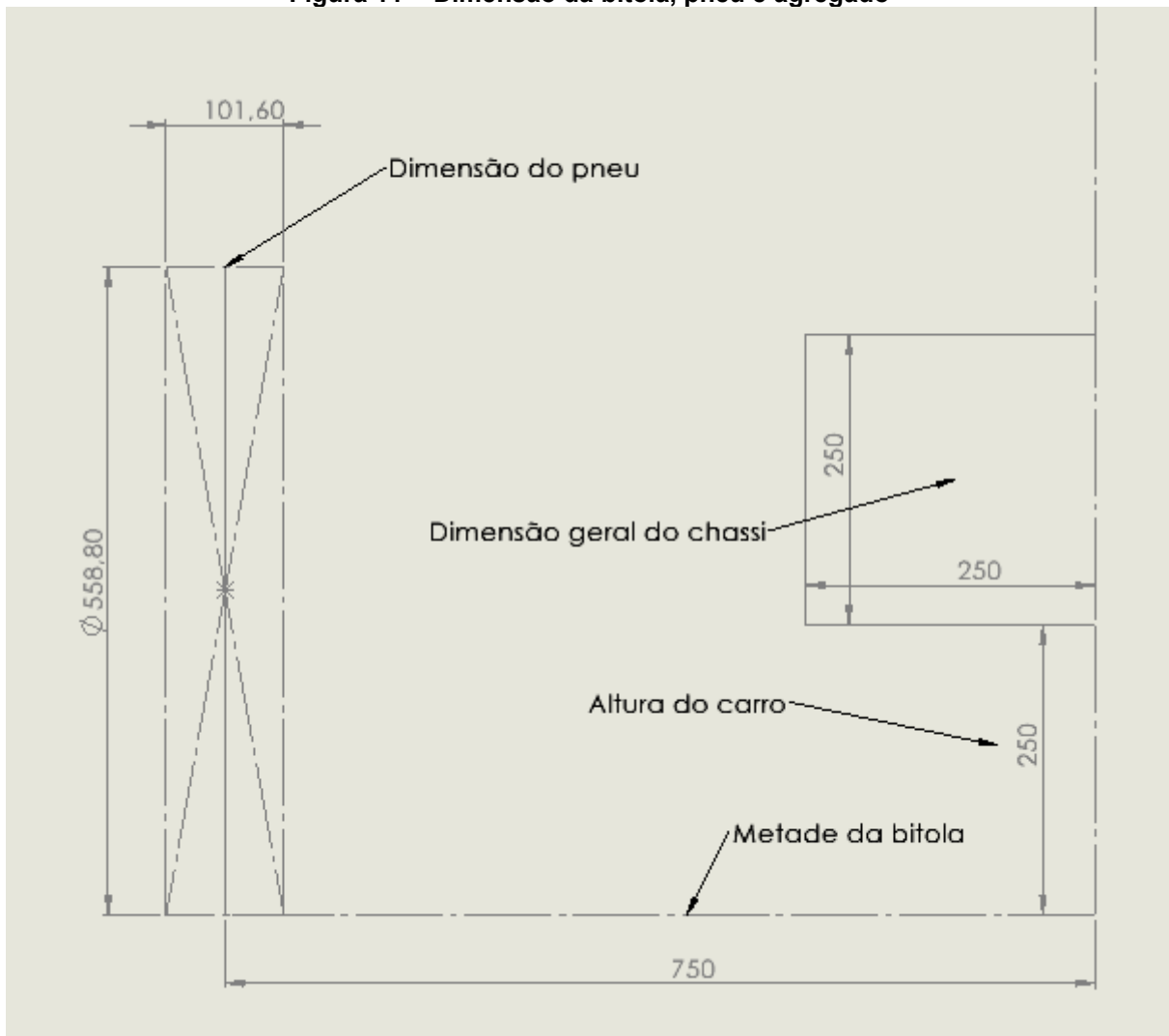
3.2 Modelagem geométrica

Conforme mencionado anteriormente, as dimensões do veículo serão selecionadas próximas de um Volkswagen Fusca. Portanto, inicialmente, usaremos as seguintes dimensões:

- Altura do chassi até o solo: 250mm;
- Dimensões da roda/pneu: 23x4x14;
- Bitola do veículo: 1300mm;
- Entre eixos: 2400mm;
- Motor traseiro;

As dimensões da manga de eixo e do chassi serão definidas durante o decorrer do projeto. Como este estudo de geometria é focado no desempenho, esses elementos serão projetados após o desenvolvimento da geometria.

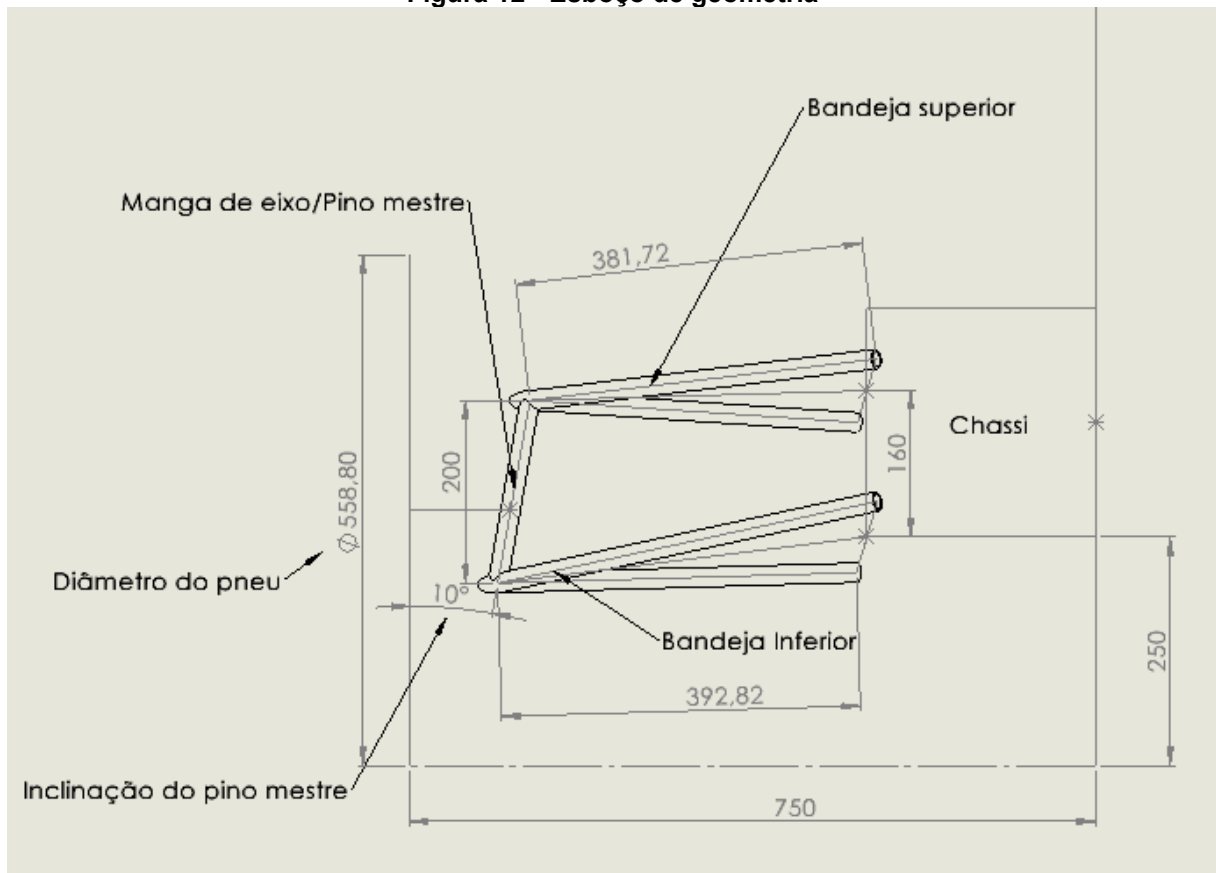
Com as dimensões estabelecidas, é possível iniciar o projeto da suspensão duplo A. O primeiro passo é esboçar metade da bitola, levando em consideração as dimensões do pneu e do agregado do veículo, conforme mostrado na Figura 11:

Figura 11 - Dimensão da bitola, pneu e agregado

Fonte: Autoria própria (2023)

No próximo passo, é iniciado o esboço da suspensão propriamente dito, onde são determinados o ângulo do pino mestre, a inclinação do caster e o ponto de rolagem da carroceria. A Figura 12 a seguir ilustra o esboço em 2D da suspensão:

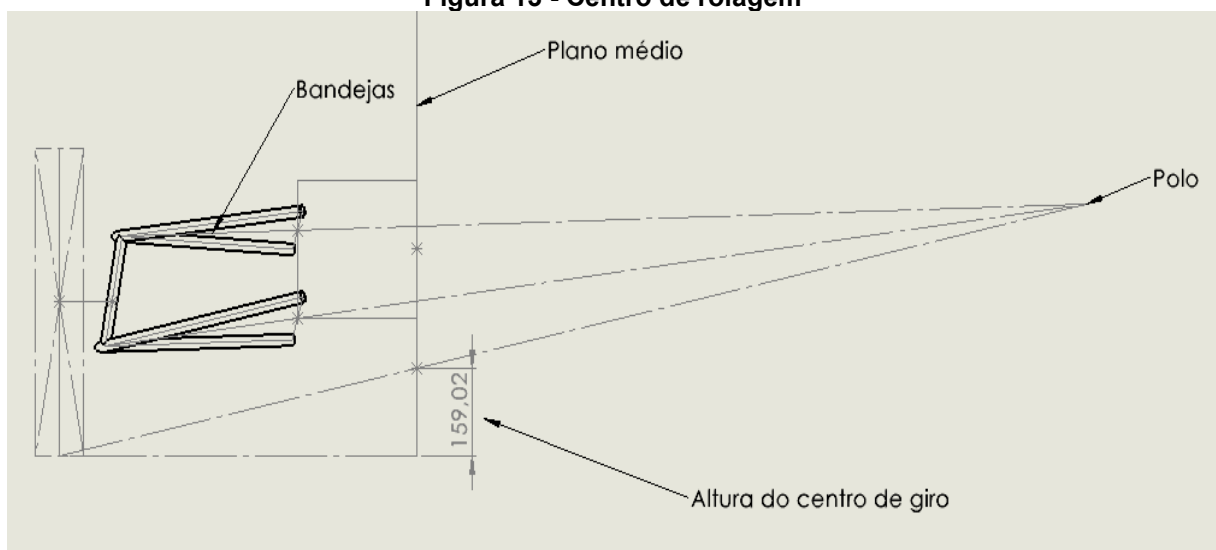
Figura 12 - Esboço de geometria



Fonte: Autoria própria (2023)

Inicialmente o valor do agregado foi adotado como 500x160mm e a manga teve seu comprimento adotado como 203,18mm

Figura 13 - Centro de rolagem



Fonte: Autoria própria (2023)

Na Figura 13, é observar a representação do cálculo estático do centro de rolagem da suspensão. Esse cálculo é realizado com base nos parâmetros e geometria específicos do projeto, considerando os pontos de fixação e articulação da suspensão. Como citado na seção 2.2.5 o centro de rolagem é uma medida importante que influencia o comportamento dinâmico e a estabilidade do veículo.

Com base no esboço dos braços de suspensão, foi iniciado o esboço do sistema de direção e do conjunto mola/amortecedor. O sistema de mola e amortecedor, conforme mostrado na Figura 14, será utilizado apenas como um limitador de trabalho da suspensão. Neste estudo de geometria, não será necessário considerar os dados de rigidez e amortecimento do sistema.

O amortecedor escolhido para esse projeto é o modelo Offshox FX5, com um curso de cinco polegadas. Ele foi projetado para ser utilizado no veículo Troller T4 2021.

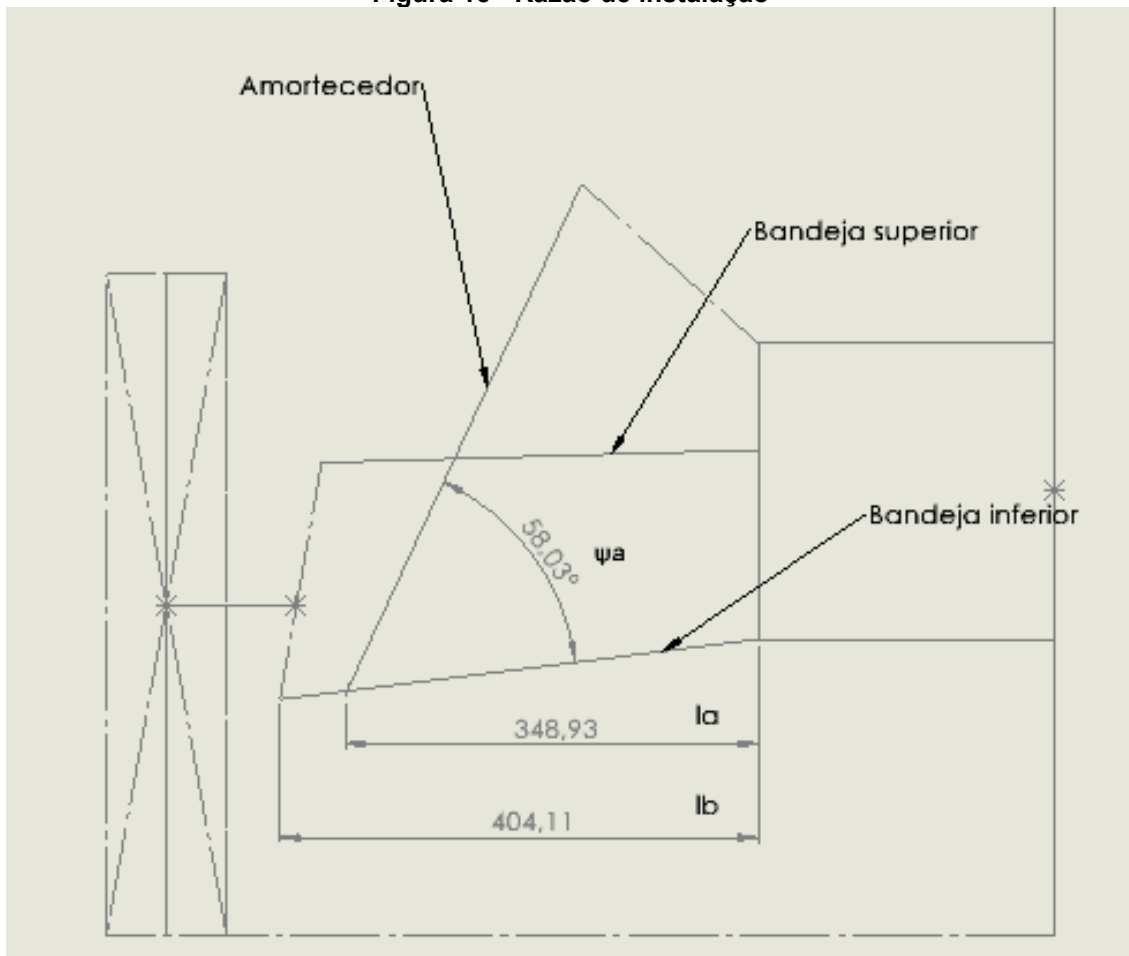
Figura 14 - Amortecedor Offshox FX5



Fonte: Autoria própria (2023)

Seguindo a referência teórica de Reimpell e a equação 3 apresenta a seguinte posição para a instalação do amortecedor:

Figura 15 - Razão de instalação



Fonte: Autoria própria (2023)

$$IR = (la * \text{sen}(\psi a)) / lb$$

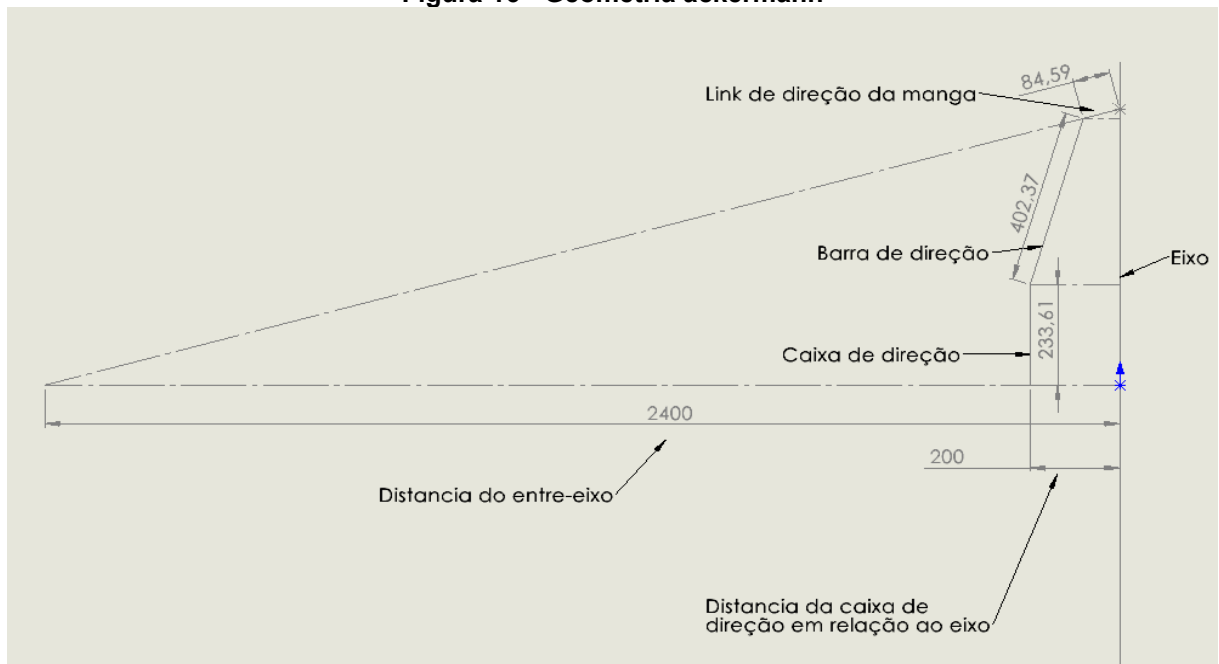
Equação 3

$$IR=0,732$$

Valor da razão de instalação dentro do que citado por Dixon.

Para determinar a dimensão do sistema de direção, será seguida a Figura 16. A partir dessa análise, a dimensão do sistema de direção será definida, considerando a geometria e a posição ideal do braço de direção para alcançar a melhor porcentagem de Ackermann. Isso contribuirá para o melhor esterçamento em curvas, principalmente de raios curtos.

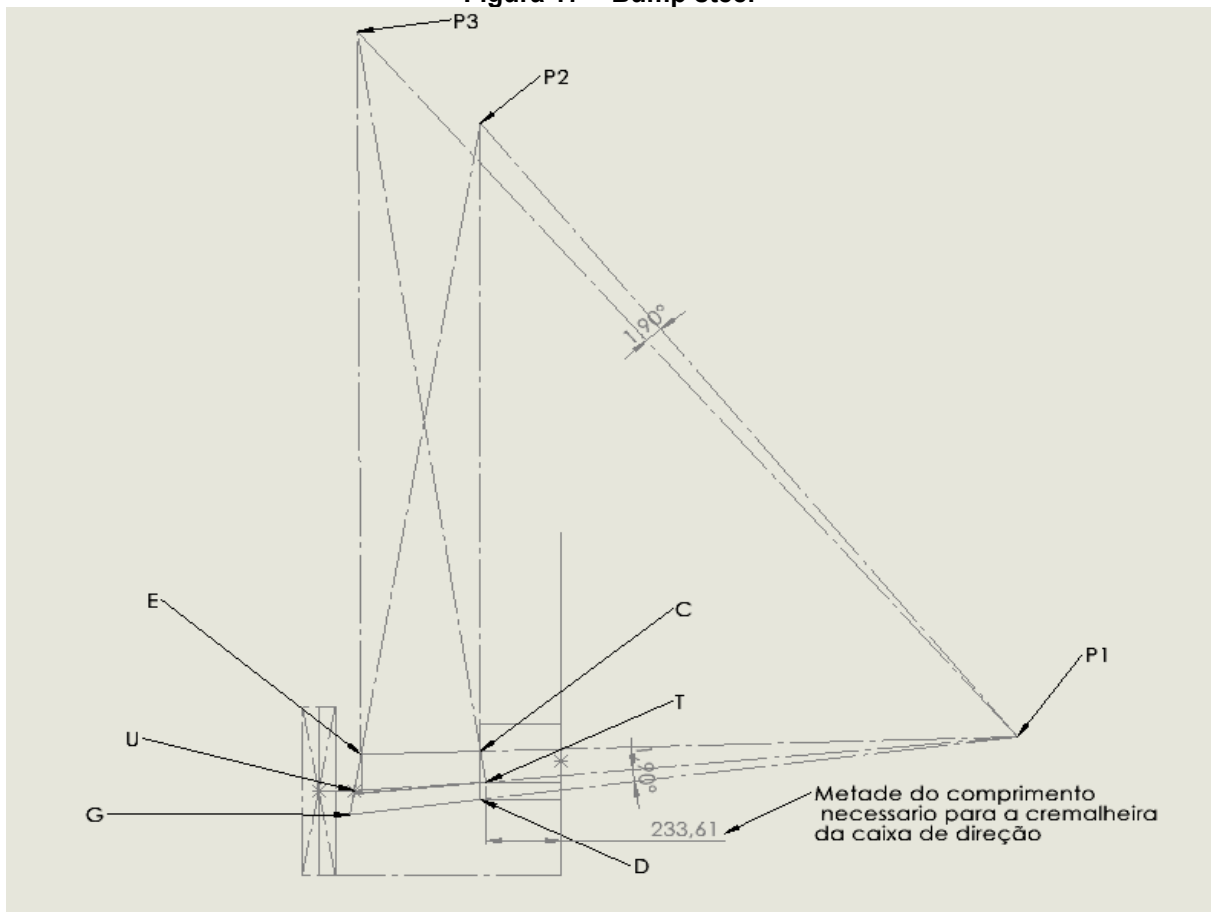
Figura 16 - Geometria ackermann



Fonte: Aatoria própria (2023)

Para evitar o *bump steer* foi usado o diagrama de Reimpell que é demonstrado na Figura 17, onde os pontos E e C representam a bandeja superior, os pontos G e D a bandeja inferior, já o ponto U representa o acoplamento da barra de direção ao braço de direção e o ponto T representa o acoplamento da barra direção na cremalheira portando e nesse ponto que deverá ser dimensionado o tamanho da cremalheira evitado o *bump steer*.

Figura 17 – Bump steer



Fonte: Autoria própria (2023)

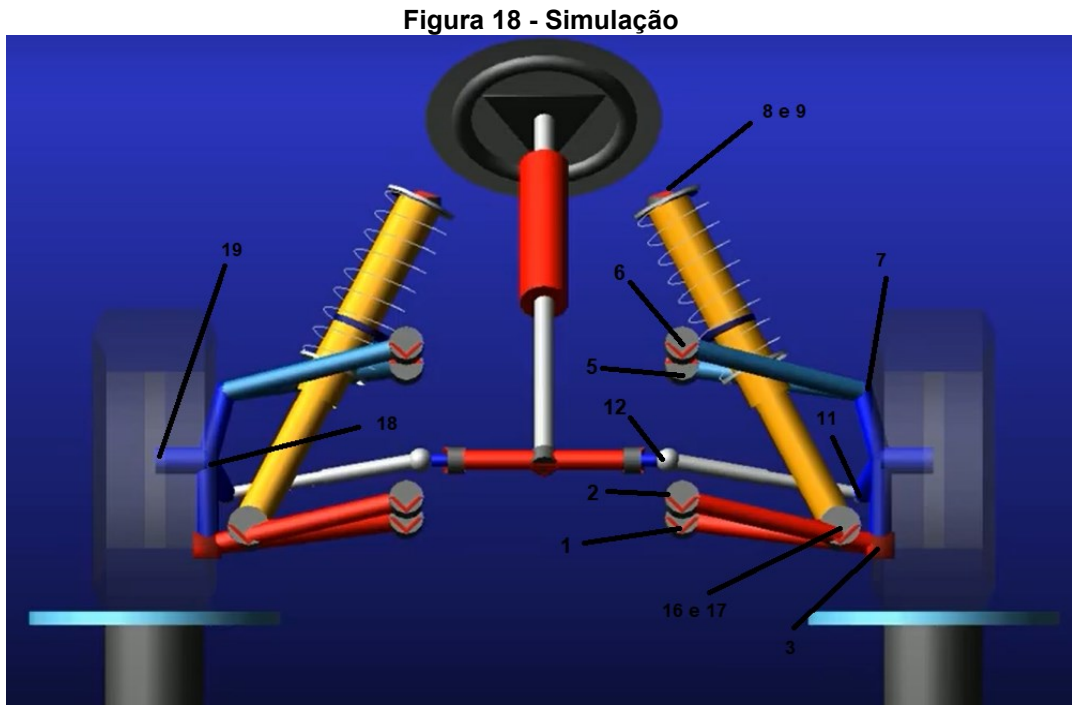
Após a aplicação das correções de Ackermann e do *bump steer*, foi determinado que o tamanho adequado para a cremalheira da caixa de direção é de 467 mm.

Essa dimensão específica foi obtida considerando os ajustes realizados para garantir um comportamento ideal do sistema de direção. A escolha do tamanho da cremalheira é essencial para assegurar uma resposta precisa e equilibrada do veículo ao dirigir. Com uma cremalheira adequada, é possível alcançar uma direção mais precisa e responsiva, o que contribui para a segurança e o controle do veículo em diferentes situações de condução.

2.3 Simulação

No intuito de aprimorar os pontos de ancoragem da suspensão, será utilizado o *software* MSC Adams car para realizar simulações dinâmicas. O *software* proporcionou a plotagem e análise de gráficos representativos do movimento da suspensão, permitindo a verificação da aplicação coerente da teoria adotada. A

Figura 18, presente no trabalho, apresenta o *layout* da simulação, destacando as coordenadas dos principais pontos.



Fonte: Autoria própria (2023)

Para a construção do modelo no *software* MSC Adams car, utilizou-se um modelo de suspensão duplo A disponível na biblioteca do *software*, adaptando os pontos de fixação para o modelo de suspensão projetado. Foram realizadas várias etapas de cálculo do movimento da suspensão, inserindo como entrada os dados de curso da suspensão. Esses dados foram especificados em milímetros.

A Figura 18 apresenta as coordenadas da suspensão Duplo A, enquanto a Tabela 1 fornece a nomenclatura desses pontos, com suas referências na figura.

Tabela 1 – Demonstração das coordenadas

Pontos	X	Y	Z
Ponto 1	-221,50	-246,07	289,07
Ponto 2	221,55	-253,93	210,93
Ponto 3	-143,20	-654,11	199,40
Ponto 5	-196,63	-246,51	444,73
Ponto 6	196,93	-253,49	375,27
Ponto 7	214,90	-618,84	399,40
Ponto 8	-76,41	-399,15	634,68
Ponto 9	-12,8	-597,32	206,51
Ponto 11	81,73	-618,07	269,83
Ponto 12	200	-233,61	307,26
Ponto 16	-76,41	-399,15	634,68
Ponto 17	-12,8	-597,32	206,51
Ponto 18	0,00	-640,00	279,40
Ponto 19	0,00	-750,00	279,40

Fonte: Autoria própria (2023)

A simulação realizada no presente trabalho considerará os seguintes dados de contorno: curso de trabalho da suspensão, ou seja, o curso da mola/amortecedor, e o curso da caixa de direção. Com base nas informações disponíveis, foi adotado um curso de suspensão de 120 mm, levando em consideração o modelo de amortecedor da Offshox.

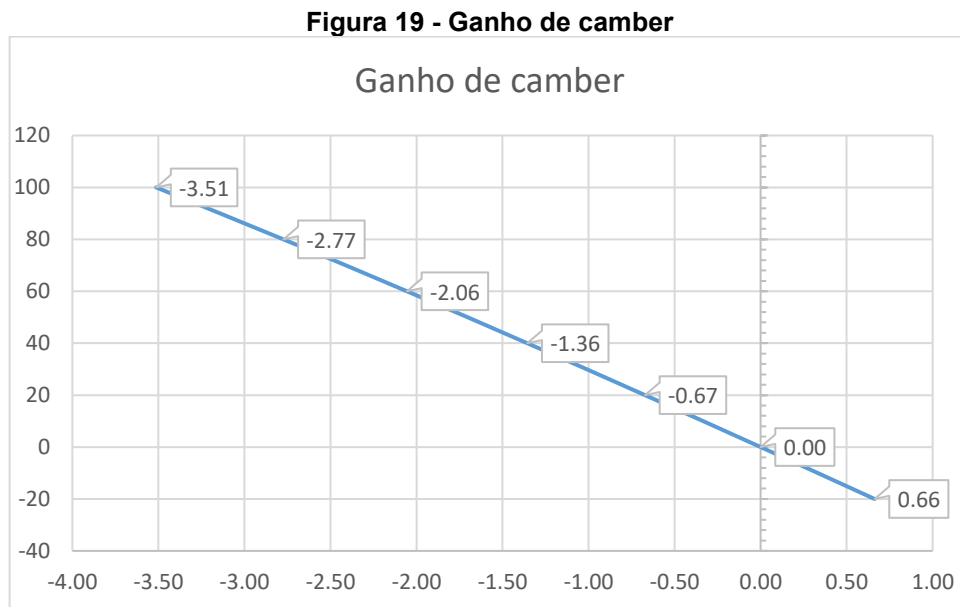
Em relação à caixa de direção, foi adotado um comprimento de 466 mm, conforme identificado na Figura 18 do estudo. Essa medida foi determinada como a mais adequada para o projeto, após uma análise minuciosa.

Esses dados de contorno são fundamentais para a simulação, pois permitem a correta representação dos movimentos e comportamentos da suspensão e da direção. Ao considerar esses valores específicos, foram obtidos resultados precisos e coerentes com as características desejadas para o veículo em estudo.

4 RESULTADOS

A Figura 19 apresentado nesta pesquisa ilustra o ganho de camber em relação ao curso do amortecedor. Observa-se que, com o amortecedor totalmente comprimido (100 mm), há um ganho de 3° negativos de camber. Por outro lado, quando o amortecedor está completamente estendido, ocorre uma variação positiva do camber, atingindo 0,66°.

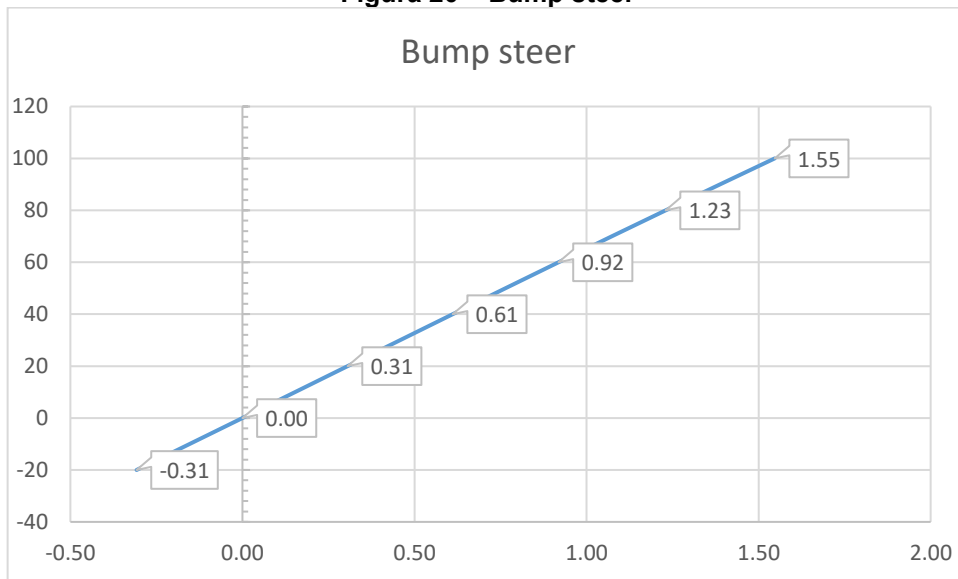
Conforme apontado por Nicolazzi (2011), o ganho de camber negativo tem um impacto positivo na absorção de forças laterais durante curvas. Essa característica auxilia o veículo a manter uma melhor aderência e estabilidade em situações de curvatura.



Fonte: Autoria própria (2023)

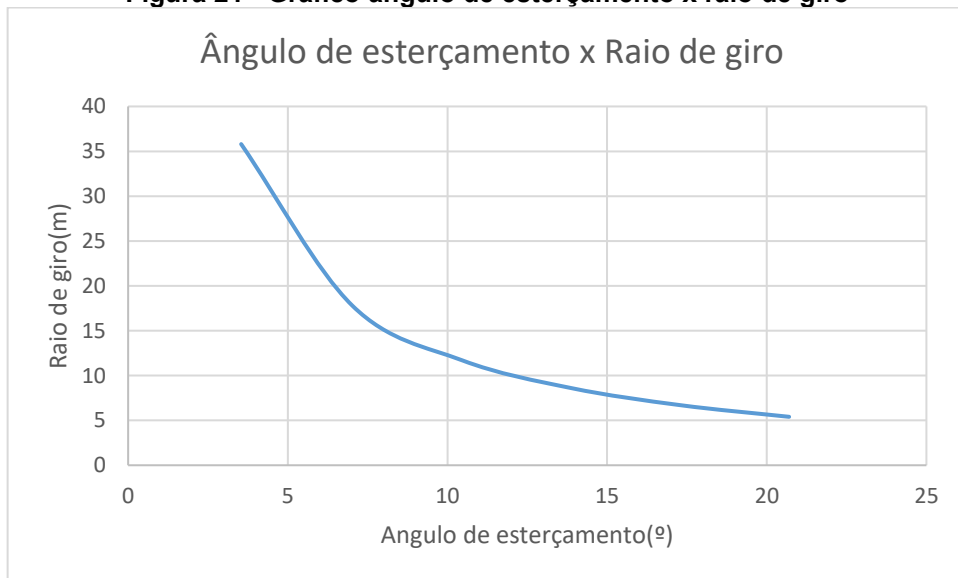
A Figura 20 ilustra o *bump steer* em relação ao curso do amortecedor. É possível observar uma variação de até 1° positivo ao longo do curso. Considerando que uma curva com raio de 35 m requer um ângulo de direção de 3° (Figura 21), a variação observada é relativamente baixa. Isso é vantajoso, pois contribui para garantir a estabilidade do veículo ao transitar por imperfeições na pista.

Figura 20 – Bump steer



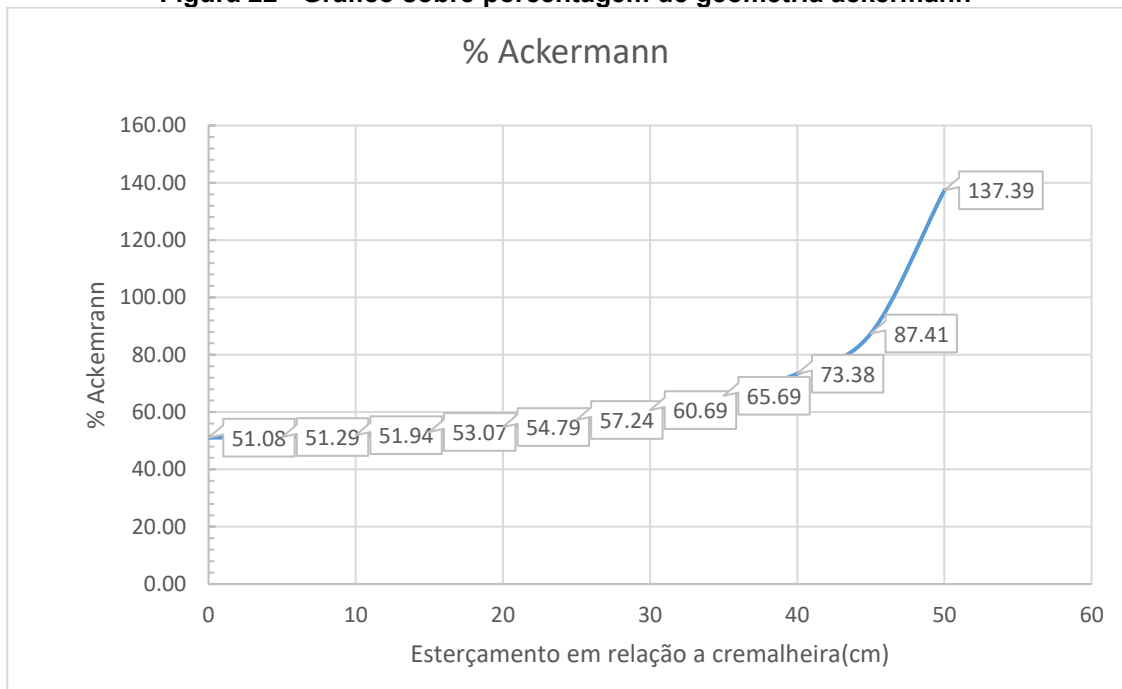
Fonte: Autoria própria (2023)

Figura 21 - Gráfico ângulo de esterçamento x raio de giro



Fonte: Autoria própria (2023)

A Figura 22 demonstra a porcentagem de ganho da geometria Ackermann em relação ao ângulo de esterçamento da caixa de direção. Com base no tamanho determinado para a cremalheira da caixa de direção, que é de 467 mm, foi inferir que a cremalheira terá um deslocamento de 233 mm para cada lado. Isso resulta em uma porcentagem de Ackermann de aproximadamente 55% a 57%.

Figura 22 - Gráfico sobre porcentagem de geometria ackermann

Fonte: Autoria própria (2023)

A fim de aprimorar a geometria de Ackermann, foi realizada uma nova simulação, modificando a distância entre a caixa de direção e o eixo dianteiro (coordenada X, ponto 12). Os pontos resultantes dessa alteração são os seguintes:

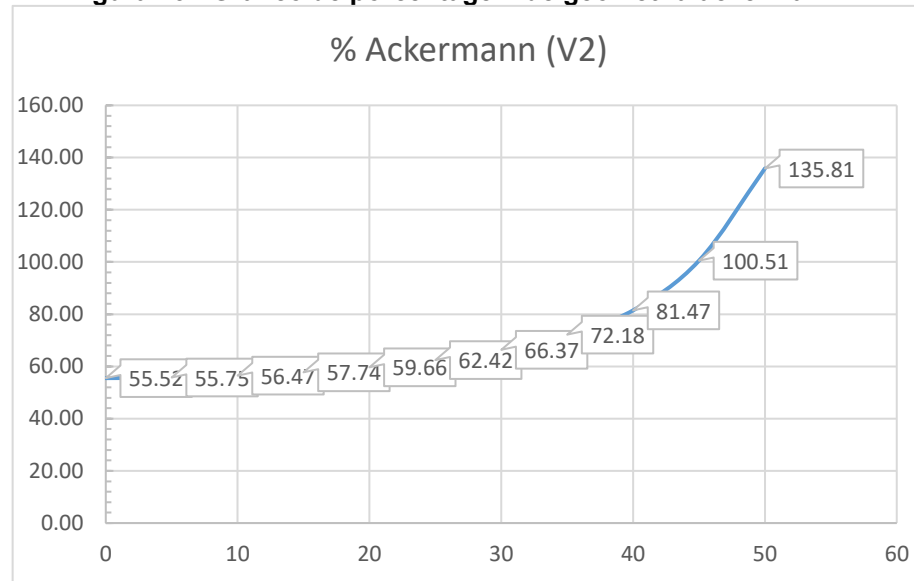
Tabela 2 – Demonstração de coordenadas 2

Pontos	X	Y	Z
Ponto 1	-221,50	-246,07	289,07
Ponto 2	221,55	-253,93	210,93
Ponto 3	-143,20	-654,11	199,40
Ponto 5	-196,63	-246,51	444,73
Ponto 6	196,93	-253,49	375,27
Ponto 7	214,90	-618,84	399,40
Ponto 8	-76,41	-399,15	634,68
Ponto 9	-12,8	-597,32	206,51
Ponto 11	81,73	-618,07	269,83
Ponto 12	223,00	-233,61	307,26
Ponto 16	-76,41	-399,15	634,68
Ponto 17	-12,8	-597,32	206,51
Ponto 18	0,00	-640,00	279,40
Ponto 19	0,00	-750,00	279,40

Fonte: Autoria própria (2023)

Com o afastamento da caixa de direção em mais 35 mm foi obtido os seguintes dados:

Figura 23 - Gráfico de porcentagem de geometria ackermann v2



Fonte: Autoria própria (2023)

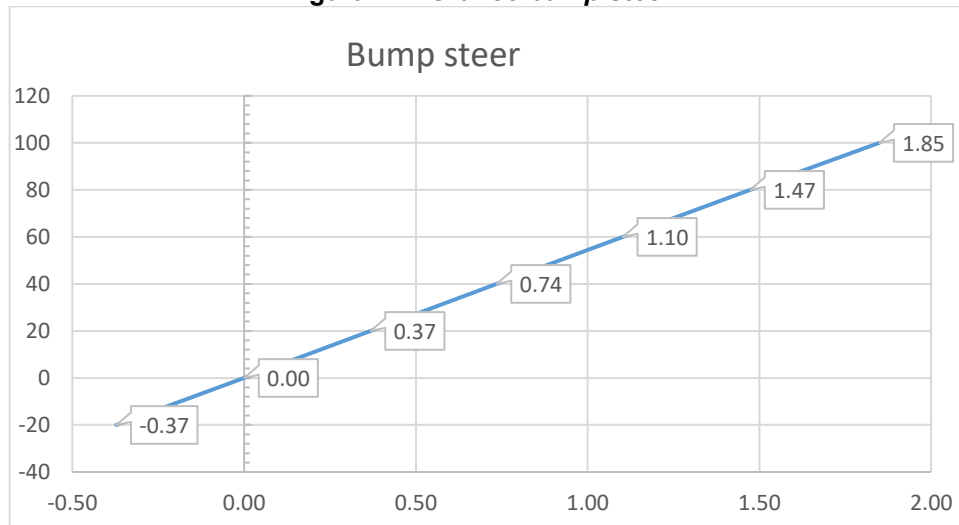
Ao analisar os resultados obtidos, é visto que houve um ganho de aproximadamente 5% na geometria de Ackermann em relação à simulação anterior. Isso indica uma melhoria na distribuição do ângulo de esterçamento das rodas dianteiras durante as curvas.

Entretanto, ao analisar a Figura 24, pode-se perceber um aumento no ângulo de convergência das rodas dianteiras em relação ao curso da suspensão. Esse aumento resulta em um maior *bump steer*, o que pode comprometer o desempenho e a estabilidade do veículo.

Com base nesses resultados, foi concluir que um maior distanciamento da caixa de direção em relação ao eixo dianteiro não é viável. Esse distanciamento resultaria em um aumento indesejado no ângulo de convergência e no *bump steer*, prejudicando o comportamento dinâmico do veículo.

A fim de obter uma compreensão mais aprofundada da relação entre a geometria de Ackermann e o desempenho em curvas, foi criado a Figura 24, que demonstra a relação entre a geometria Ackermann e o raio de curvatura que o veículo é capaz de esterçar. Essa análise é essencial para determinar a capacidade de manobra do veículo em diferentes condições de curvas e para garantir um comportamento dinâmico adequado.

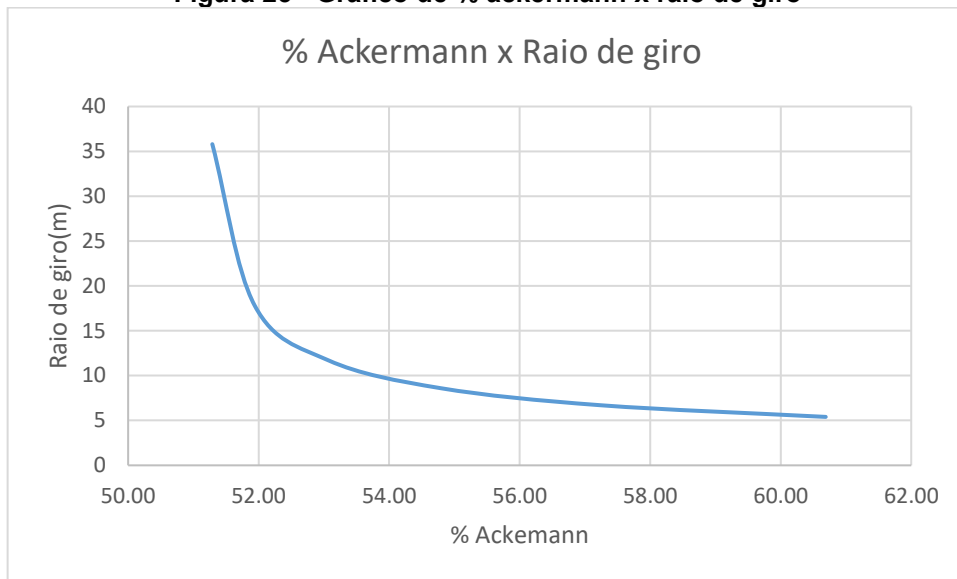
Figura 24 - Gráfico *bump steer* 2



Fonte: Autoria própria (2023)

Com base nesses resultados, podemos concluir que um maior distanciamento da caixa de direção em relação ao eixo dianteiro não é viável. Esse distanciamento resultaria em um aumento indesejado no ângulo de convergência e no *bump steer*, prejudicando o comportamento dinâmico do veículo.

A fim de obter uma compreensão mais aprofundada da relação entre a geometria de Ackermann e o desempenho em curvas, foi criado o gráfico presente na Figura 25, que demonstra a relação entre a geometria Ackermann e o raio de curvatura que o veículo é capaz de esterçar. Essa análise é essencial para determinar a capacidade de manobra do veículo em diferentes condições de curvas e para garantir um comportamento dinâmico adequado.

Figura 25 - Gráfico de % ackermann x raio de giro

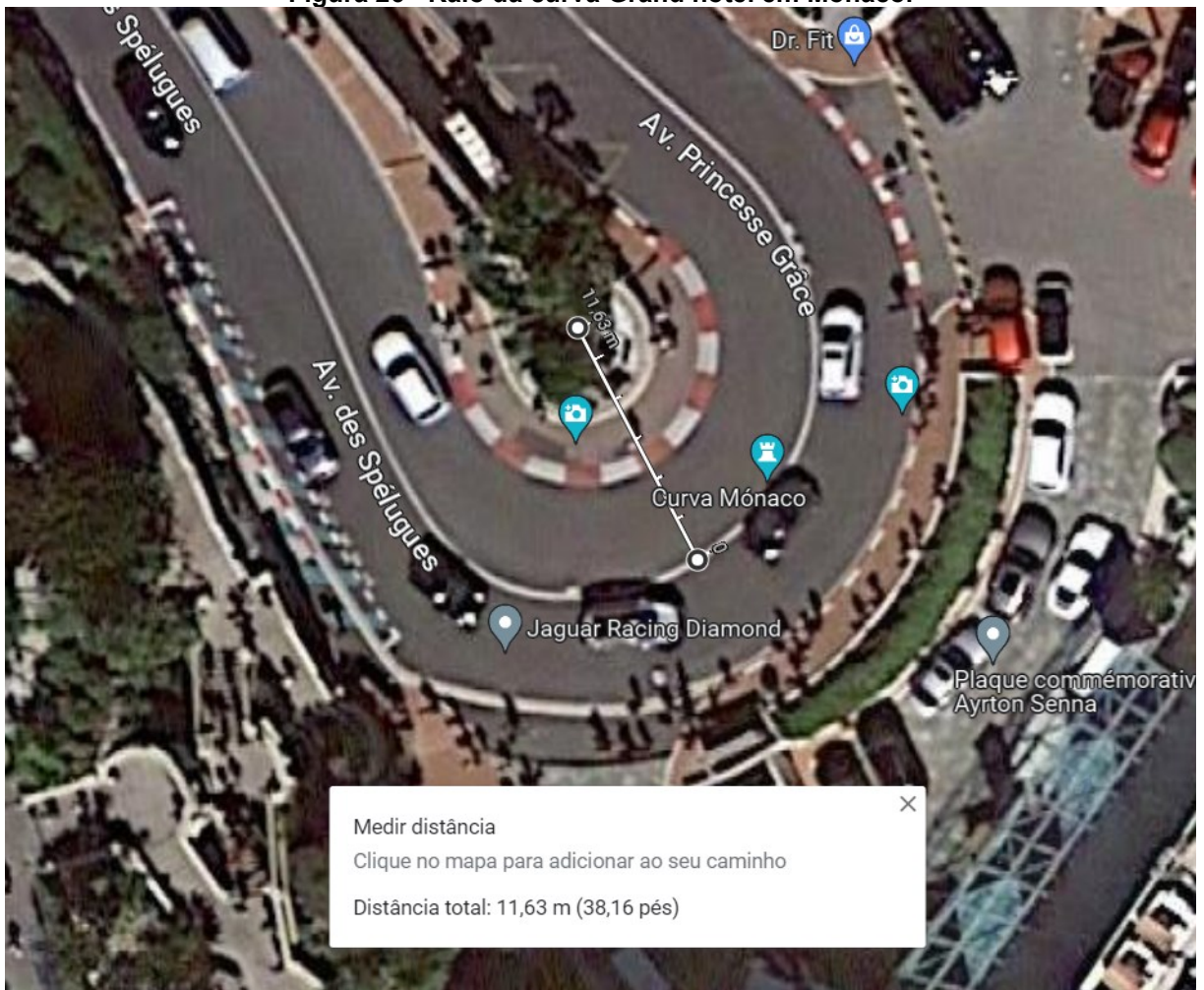
Fonte: Autoria própria (2023)

Considerando os resultados apresentados, é importante buscar um equilíbrio entre o ganho de Ackermann e o *bump steer*, a fim de obter um desempenho ideal do veículo. É recomendado manter as configurações que demonstraram resultados satisfatórios na simulação anterior, levando em consideração a capacidade de esterçamento em diferentes raios de curvatura.

Dessa forma, é recomendado manter as configurações que apresentaram resultados satisfatórios na simulação anterior, a fim de obter um bom compromisso com o desempenho.

Após realizar uma pesquisa, verificou-se que a curva do Grand Hotel em Mônaco apresenta o menor raio entre as curvas nos Grandes Prêmios de Fórmula 1, com um valor de 11,63 metros. Essa informação pode ser confirmada na Figura 26:

Figura 26 - Raio da curva Grand hotel em Monaco.



Fonte: Aatoria própria (2023)

Levando em consideração as informações obtidas anteriormente, conclui-se que a suspensão projetada é capaz de lidar com curvas de raio reduzido, como a curva do Grand Hotel, mesmo com um ganho de geometria de Ackermann relativamente baixo. Portanto, não há justificativa para buscar um aumento no ganho de Ackermann, o que resultaria em um maior *bump steer* e poderia comprometer a estabilidade do veículo ao passar por imperfeições na pista.

5 CONCLUSÃO

O estudo realizado sobre a geometria de suspensão dianteira duplo A para um veículo *off-road* de competição, proporcionou informações valiosas sobre o desempenho do sistema de suspensão. Foi observado que a configuração da suspensão permite um ganho de *camber* negativo de até 3° , o que contribui para uma melhor aderência e estabilidade nas curvas. Além disso, o *bump steer* apresentou uma variação relativamente baixa ao longo do curso do amortecedor apenas um 1° , o que contribui para a estabilidade do veículo em terrenos irregulares.

A análise da geometria Ackermann demonstrou a importância de encontrar um equilíbrio entre o ganho de Ackermann e o *bump steer*. Foi observado um aumento no ganho de Ackermann em 5% ao afastar a caixa de direção do eixo dianteiro em 23 mm porém, isso resultou em um aumento indesejado no ângulo de convergência e no *bump steer*, prejudicando o desempenho e a estabilidade do veículo ao passar por imperfeições.

Com base nos resultados obtidos, é recomendado manter as configurações que apresentaram resultados satisfatórios na simulação anterior, levando em consideração a capacidade de esterçamento em diferentes raios de curvatura. A suspensão projetada mostrou-se capaz de lidar com curvas de raio reduzido, comparado a curva do Grand Hotel em Mônaco que possui um raio de 11 m, mesmo com um ganho de geometria de Ackermann relativamente baixo.

Em suma, o estudo contribuiu para a compreensão e otimização dos aspectos da suspensão dianteira duplo A, buscando melhorar o desempenho do veículo *off-road* de competição. As informações obtidas por meio das análises realizadas são fundamentais para identificar ajustes e aprimoramentos na geometria da suspensão, visando um comportamento dinâmico adequado e uma melhor experiência de condução no contexto *off-road* de competição.

Também, sugere-se como trabalhos futuros a realização de simulações de esforços nessa geometria de suspensão, bem como o desenvolvimento de projetos mecânicos para a fabricação de uma manga de eixo e uma caixa de direção nas dimensões adequadas.

REFERÊNCIAS

BEZERRA, Lucas. **Análise do Sistema de suspensão de um veículo formula SAE**. TCC - UFSC. Compus Joinville. 2019

BLUNDELL, M., HARTY, d. **“Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics”**, 2004.

CONFEDERAÇÃO BRASILEIRA DE AUTOMOBILISMO. **Regulamentação técnica categoria autocross**. 2019.

DIXON, J. **Suspension Geometry and Computation**. Willey, 2009.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics** Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.

HAPPIAN-SMITH, J. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. 2002.

JAZAR, R. N. **Vehicle dynamics: theory and application**. Springer, 2008.

KNOWLES, D. **Automotive Suspension & Steering Systems**. Fifth edit ed. DELMAR CENGAGE Learning, 2011.

MILLIKEN, Willian F.; MILLIKEN, Douglas L. **Race Car Vehicle Dyanmics**. 1995.

NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis** Publicação interna do GRANTE Departamento de Engenharia Sumário, 2008.

NICOLAZZI, L. C.; ROSA, E. DA; LEAL, L. DA C. M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**, 2012.

OFFSHOX. **Amortecedor FX5**. 2023. Disponível em:
https://offlimits.com.br/produto/amortecedor-troller-offshox-fx5/?gad=1&gclid=CjwKCAjw04yjBhApEiwAJcvNoVlat00jyr1B8YZFEtv4trzpfouVQ1lnRH0PP2rfCOib3ravDmKlahoCROIQAvD_BwE

REIMPELL, J. **The automotive chassis: Engineering principles**. second edi ed. SAE

TORRES, Rafael Nunes. **Contribuição para o desenvolvimento de uma suspensão aplicado a um veículo fórmula SAE**. TCC – FGA. 2011