



GUILHERME DIAS DAÚD

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO CINEMÁTICO DE
UMA SUSPENSÃO *DOUBLE WISHBONE* PARA UM CARRO
DA CATEGORIA FSAE**

LAVRAS-MG

2023

GUILHERME DIAS DAÚD

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO CINEMÁTICO DE
UMA SUSPENSÃO *DOUBLE WISHBONE* PARA UM CARRO
DA CATEGORIA FSAE**

Concepção Básica apresentada à
Universidade Federal de Lavras,
como parte das exigências para
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Prof. Dr. Henrique Leandro Silveira
Orientador

LAVRAS-MG

2023

Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica da Biblioteca
Universitária da UFLA, com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

Daíd. Guilherme Dias.

PROJETO E DESENVOLVIMENTO CINEMÁTICO DE
UMA SUSPENSÃO *DOUBLE WISHBONE* PARA UM CARRO
DA CATEGORIA FSAE / Guilherme Dias Daíd. - 2023.

80 p. : il.

Orientador(a): Henrique Leandro Silveira.

TCC (graduação) - Universidade Federal de Lavras, 2023.

Bibliografia.

1. Análise cinemática. 2. Suspensão veicular. 3. Simulação
computacional. I. Universidade Federal de Lavras. II. Título.

GUILHERME DIAS DAÚD

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO CINEMÁTICO DE
UMA SUSPENSÃO *DOUBLE WISHBONE* PARA UM CARRO
DA CATEGORIA FSAE**

Concepção Básica apresentada à
Universidade Federal de Lavras,
como parte das exigências para
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

APROVADA em 08 de Março de 2023

Prof Dr. Maurício Francisco Caliri Junior DEG-UFLA

Prof Dr. Wander Gustavo Rocha Vieira

Prof. Dr. Henrique Leandro Silveira
Orientador

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Márcio e Cristina por todo o apoio, amor e carinho.

Ao meu avô materno, Antônio, pelo exemplo passado desde criança e o incentivo ao estudo e leitura. Por todas as tardes de domingo em sua companhia, boas conversas, reflexões e debates.

Aos meus avós, Nilza, Félix e Neusa.

À todos os meus tios, Carla, Simone, Maria, Carlos, Rodrigo, Silvio, Yêda, Neuza.

Aos meus primos, Rafael, Júlia e Pedro.

À minha namorada, Bárbara, por toda a compreensão e paciência nos momentos mais difíceis e ao incentivo dado durante a graduação.

Ao professor Henrique, por toda a amizade, educação, conhecimento. Por toda a paciência na sua orientação e didática invejável. Por todo o auxílio durante a graduação e conselhos.

Aos professores Wander e Maurício pelas contribuições no desenvolvimento desse trabalho.

Aos professores Francisco, Fábio, Carlos, Wander, Maurício, Dimas e Márcio por todo o conhecimento passado e todas as boas conversas.

Aos meus amigos de curso, Arthur, Antônio, Alan, Bernardo, Marcos, Hugo, Oscar, Paulo, Felipe, Samuel e Vinícius por todas as boas conversas e risadas, maratonas de estudo e auxílio. Pela amizade que levarei para a vida inteira.

Aos meus companheiros e amigos do Hybrid, Dudu, Willian, Vinícius, Raul, Patrícia, Gabriel, Josué, Lucas, Júlia, Macedo, Malu, Marcos, Octávio e aos demais. Por todos os dias, tardes e noites de oficina. Por todo auxílio e amizade.

Aos colegas do Zeus, Pablo, Matheus, Douglas, Vinícius, Marco por toda a troca de conhecimento e amizade. Por todo o auxílio e interesse no desenvolvimento mútuo das duas equipes.

Aos colegas de LMA, Rafaela, Luiz, Livia e Marcos.

À FAPEMIG e todos os patrocinadores pelo investimento e apoio na execução desse projeto.

RESUMO

Sistemas de suspensão veiculares têm como objetivo garantir estabilidade, conforto e segurança para os ocupantes, absorvendo os impactos e transferências de carga gerados pelo deslocamento do mesmo ao longo de uma trajetória. Um carro de Formula SAE é um veículo de corrida que está sujeito à altas velocidades e curvas de raios curtos, exigindo um sistema projetado para tais requisitos. O trabalho consistiu em projetar, desenvolver e manufaturar um sistema de suspensão dianteiro e traseiro para o veículo da equipe de Formula SAE elétrico da UFLA, Hybrid Formula-e. Como metodologia, inicialmente foram definidos os limites de curso da suspensão e medidas principais de parâmetros geométricos da suspensão. O modelo escolhido foi o *Double Wishbone*, amplamente utilizado em veículos de corrida, devido à vantagem de possibilitar de diversos ajustes e configurações geométricas. Para os parâmetros iniciais, foram levados em consideração componentes que a equipe já dispunha e outros que planejava adquirir. Em seguida, foram definidos os requisitos do sistema, sendo eles: manutenção da variação dos ângulos da suspensão dentro dos intervalos estabelecidos durante os fenômenos de rolagem, *bump*, e esterçamento, provendo um comportamento cinemático satisfatório; maximização do atrito em situações de frenagem, curvas e acelerações; adequada interação entre os sistemas acoplados à suspensão; amortecimento dos impactos que seriam transmitidos diretamente ao chassi devido às irregularidades da pista; sistema manufaturável de acordo com as realidades da equipe; escolha de uma geometria de suspensão que seja possível de implementar em um veículo de FSAE, agregando todos os objetivos anteriores. Posteriormente, foi realizado o dimensionamento da suspensão, seguido das etapas de desenvolvimento conceitual, simulações cinemáticas e construção do sistema. Como resultados, o modelo de suspensão proposto e projetado atendeu aos critérios estabelecidos nas etapas iniciais, tendo em destaque o baixo custo de manufatura e os requisitos cinemáticos esperados. Foram obtidos gráficos de comportamento pelas simulações cinemáticas, em que foi possível maximizar ou minimizar parâmetros de interesse. Por fim, o sistema atendeu aos requisitos para a suspensão do carro da equipe Hybrid Formula-e, respeitando os critérios preconizados pelo regulamento da SAE

Palavras-chave: Suspensão Duplo A; Hybrid Formula-e; Simulação Computacional; Metodologia de Projetos.

ABSTRACT

Vehicle suspension systems aim to ensure stability, comfort and safety for occupants, absorbing impacts and load transfers generated by displacement along a trajectory. A Formula SAE car is a racing vehicle that is subject to high speeds and tight radius corners, requiring a system designed for such requirements. The work consisted of designing, developing and manufacturing a front and rear suspension system for the UFLA electric Formula SAE team vehicle, Hybrid Formula-e. As methodology, initially the suspension travel limits and main measurements of the suspension's geometric parameters were defined. The chosen model was the Double Wishbone, widely used in racing vehicles, due to the advantage of allowing different adjustments and geometric configurations. For the initial parameters, components that the team already had and others that it planned to acquire were taken into account. Next, the system requirements were defined, namely: maintenance of the variation of the suspension angles within the established intervals during the phenomena of roll, bump, and steering, providing a satisfactory kinematic behavior; maximization of friction when braking, cornering and accelerating; proper interaction between the systems coupled to the suspension; damping of impacts that would be transmitted directly to the chassis due to track irregularities; manufacturable system according to the realities of the team; choice of a suspension geometry that is possible to implement in an FSAE vehicle, adding all the previous objectives. Subsequently, the sizing of the suspension was carried out, followed by the stages of conceptual development, kinematic simulations and system construction. As a result, the proposed and designed suspension model met the criteria established in the initial stages, with emphasis on the low manufacturing cost and the expected kinematic requirements. Behavior graphs were obtained by kinematic simulations, in which it was possible to maximize or minimize parameters of interest. Finally, the system met the requirements for the suspension of the Hybrid Formula-e team car, respecting the criteria recommended by the SAE regulation.

Keywords: Double Wishbone; Hybrid Formula-e; Computer Simulation; Project Methodology

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Eixos coordenados de veículo conforme a SAE.....	10
Figura 2.2	Representação do Centro de Rolagem para um modelo de suspensão “ <i>Double Wishbone</i> ”.....	11
Figura 2.3	Representação do Eixo de Rolagem	12
Figura 2.4	Representação do eixo de rolagem para um veículo de suspensão com eixo rígido.....	12
Figura 2.5	Trajétoria resultante do veículo a 43 km/h.....	13
Figura 2.6	Forças verticais atuante na traseira do veículo para a configuração com amortecedores auxiliares e sem amortecedores auxiliares.....	14
Figura 2.7	Transferência de carga entre eixos.....	15
Figura 2.8	Principais componentes de um sistema de suspensão <i>Double Wishbone</i> e componentes de sistemas vizinhos.....	16
Figura 2.9	Mola helicoidal de compressão.....	17
Figura 2.10	Curva de Força x Deflexão de uma mola helicoidal de compressão.....	17
Figura 2.11	Vista em corte de um amortecedor telescópico.....	18
Figura 2.12	Sistema massa-mola-amortecedor.....	19
Figura 2.13	Mecanismo de quatro barras de uma suspensão <i>Double Wishbone</i>	20
Figura 2.14	Montagem de uma manga de eixo de uma suspensão dianteira <i>Double Wishbone</i>	21
Figura 2.15	Processo de otimização topológica para uma manga de eixo.....	22
Figura 2.16	Comparação entre o modelo inicial e modelo de otimização topológica.....	23
Figura 2.17	Ângulo de Cáster.....	23
Figura 2.18	Representação do <i>caster</i> e <i>caster trail</i>	24
Figura 2.19	Ângulo de <i>câamber</i>	25
Figura 2.20	Influência do movimento vertical de roda no <i>câamber</i>	25
Figura 2.21	Variação do atrito máximo em função do ângulo de <i>câamber</i>	26
Figura 2.22	Mecanismo de ajuste de <i>câamber</i>	27
Figura 2.23	Variação de <i>câamber</i> através do mecanismo de ajuste.....	27
Figura 2.24	Representação do ângulo de <i>Kingpin</i> e <i>Kingpin Offset</i>	28
Figura 2.25	Representação do ângulo de convergência.....	29
Figura 2.26	Vista lateral de uma suspensão dianteira com braços convergentes.....	30
Figura 2.27	Geometria de <i>Ackermann</i>	31
Figura 2.28	Geometria <i>Anti-Ackermann</i>	31

Figura 2.29	Representação do modelo cinemático de uma suspensão Double Wishbone....	32
Figura 2.30	Modelo simplificado ¼ de carro para análise.....	33
Figura 2.31	Fluxograma para cálculo de rigidez total.....	34
Figura 3.1	Processo iterativo do software “ <i>Lotus Suspension Analysis</i> ”.....	41
Figura 3.2	Interface gráfica do software “ <i>Lotus Suspension Analysis</i> ”.....	42
Figura 4.1	Sistema de coordenadas do veículo.....	45
Figura 4.2	Eixo de rolagem do veículo.....	47
Figura 4.3	Deslocamento vertical de roda x Variação de <i>Câamber</i>	48
Figura 4.4	Ângulo de rolagem x Variação de <i>câamber</i>	49
Figura 4.5	Curso de esterçamento x Variação de <i>câamber</i>	50
Figura 4.6	Deslocamento vertical de roda x Ângulo de esterçamento.....	52
Figura 4.7	Deslocamento vertical de roda x <i>Anti-dive</i> dianteiro.....	53
Figura 4.8	Deslocamento vertical de roda x Ângulo de <i>câster</i>	54
Figura 4.9	Deslocamento vertical de roda x Ângulo de <i>kingpin</i>	55
Figura 4.10	Suspensão dianteira esquerda.....	56
Figura 4.11	Suspensão traseira esquerda.....	56
Figura 4.12	Vista superior do sistema de suspensão e chassi.....	57
Figura 4.13	Vista lateral do sistema de suspensão e chassi.....	57
Figura 4.14	Vista frontal do sistema de suspensão e chassi.....	57
Figura 4.15	Vista traseira da suspensão traseira e chassi.....	58
Figura 4.16	Vista isométrica sistema de suspensão e chassi.....	58
Figura 4.17	1º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão dianteira.....	59
Figura 4.18	2º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão dianteira.....	59
Figura 4.19	1º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão traseira.....	60
Figura 4.20	2º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão traseira.....	60
Figura 4.21	Conjunto Transmissão e Suspensão Traseira.....	61
Figura 4.22	Semi eixo direito acoplado à manga de eixo direita (CAD).....	61
Figura 4.23	Semi eixo acoplado à manga de eixo (Experimental)	62
Figura 4.24	Vista superior do sistema de suspensão dianteira e sistema de direção	62
Figura 4.25	Vista superior do sistema de direção <i>Anti-Ackermann</i>	63
Figura 4.26	Vista superior do sistema de direção <i>Anti-Ackermann</i>	63
Figura 4.27	Comparativo CAD-experimental de fabricação do conjunto acoplado ao chassi	64
Figura 4.28	Protótipo Final	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Dados para cálculo de rigidez e frequências naturais de suspensão.....	35
Tabela 3.1	Parâmetros geométricos iniciais e intervalos pré-definidos	40
Tabela 3.2	Parâmetros de inércia e material.....	40
Tabela 4.1	Dados do projeto para cálculo de rigidez e frequências naturais de suspensão.....	43
Tabela 4.2	Parâmetros de carga suspensão dianteira	44
Tabela 4.3	Parâmetros de carga suspensão traseira.....	44
Tabela 4.4	Coordenadas dos pontos da suspensão dianteira.....	45
Tabela 4.5	Coordenadas dos pontos da suspensão traseira.....	46
Tabela 4.6	Alturas do centro de rolagem dianteiro e traseiro.....	46
Tabela 4.7	Parâmetros estáticos suspensão dianteira	47
Tabela 4.8	Parâmetros estáticos suspensão traseira	47
Tabela 4.9	Parâmetros durante o curso de esterçamento	51
Tabela 4.10	Materiais e valores para manufatura	65

SUMÁRIO

1	Introdução e justificativa.....	7
1.1	Contextualização e definição do problema	7
1.2	Objetivo geral	8
1.2.1	Objetivos específicos	8
2	Revisão de Literatura.....	9
2.1	Considerações iniciais	9
2.2	Centro de massa	9
2.3.	Comportamentos globais do veículo e sistemas de coordenadas.....	10
2.4	Centro de rolagem.....	11
2.5	Eixo de rolagem	12
2.6	<i>Oversteer</i> e <i>Understeer</i>	13
2.7	Forças atuantes no contato pneu-solo e transferências de carga	14
2.8	Componentes do sistema de suspensão.....	15
2.8.1	Molas.....	16
2.8.2	Amortecedores.....	17
2.8.3	Braços de suspensão.....	19
2.8.4	Manga de eixo.....	20
2.9	Geometria de suspensão.....	23
2.9.1	Ângulo de <i>cáster</i>	23
2.9.2	Ângulo de <i>câmb</i> er.....	25
2.9.3	Ângulo de <i>kingpin</i>	28
2.9.4	Ângulo de convergência.....	29
2.9.5	<i>Anti-dive</i>	29
2.10	Geometria de direção.....	30
2.11	Análise cinemática e dinâmica.....	32
2.12	Determinação dos carregamentos.....	33
3	Metodologia.....	39
3.1	Estudos preliminares.....	39
3.2	Definição dos requerimentos técnicos de desempenho.....	39
3.3	Esboços iniciais e análise cinemática	41
3.4	Concepção básica	42

4	Resultados e discussões	43
4.1	Parâmetros iniciais.....	43
4.2	Variação de <i>câamber</i>	48
4.3	Variação do ângulo de esterçamento de roda.....	52
4.4	Variação de <i>anti-dive</i>	53
4.5	Variação de <i>cáster</i>	53
4.6	Variação de <i>kingpin</i>	55
4.7	Resultado final	56
5	Conclusões	66
6	Sugestões para trabalhos futuros.....	67
7	Referências.....	68
8	Anexo A	70

1 Introdução e justificativa

1.1 Contextualização e definição do problema

A equipe Hybrid Formula-e da Universidade Federal de Lavras é uma equipe de competição de Formula SAE que realiza o projeto e manufatura de um carro elétrico do tipo Fórmula. Dentre as dificuldades de uma equipe iniciante, encontram-se a inexperiência dos membros, a falta de mão de obra qualificada, os orçamentos escassos e a falta de maquinário adequado. A equipe foi criada ao final de 2018, e em 2019 os objetivos principais eram estabelecer-se como uma equipe perante à universidade e fundar uma base sólida para que os projetos de engenharia pudessem ser desenvolvidos.

Ainda em 2019, a equipe iniciou seus primeiros projetos, porém o único projeto que foi efetivamente manufaturado foi um chassi. Além disso, houveram inúmeras inconsistências na forma como o trabalho foi conduzido entre os setores, levando à impossibilidade do uso do chassi construído no ano seguinte. Um dos principais foi a ordem e gestão dos projetos, em que o chassi foi o primeiro projeto a ser finalizado em ambiente virtual, limitando o espaço disponível para a alocação e ajustes dos demais subsistemas do automóvel. Como exemplo, não era possível a passagem de um semi eixo na traseira do chassi e a suspensão teve seu comportamento cinemático totalmente comprometido.

Em vista do supracitado, ao final de 2020 foi implementada uma metodologia de projeto diferente, na qual todas interações (pontos de ancoragem e espaços disponíveis) de todos os setores seriam definidas antes do início do projeto do chassi, para que nenhum subsistema fosse comprometido.

Dessa forma, todo o projeto do carro iniciou-se através da suspensão, levando em conta os recursos disponíveis e processos de fabricação os quais a equipe tinha acesso. Portanto, o presente trabalho irá propor um sistema de suspensão que atenda às necessidades e realidades da equipe.

1.2 Objetivo geral

Projetar, desenvolver e manufaturar o sistema de suspensão dianteiro e traseiro para um veículo do tipo Fórmula, que seja factível diante da realidade financeira da equipe e que tenha comportamento cinemático adequado diante das situações as quais o veículo será exposto em pista

1.2.1 Objetivos específicos

- Elaborar uma metodologia de projetos e estabelecer os parâmetros do projeto;
- Escolha do tipo e elaboração do projeto conceitual;
- Realização de simulações computacionais para previsão da configuração de equilíbrio e comportamento cinemático.

2 Revisão de literatura

2.1 Considerações iniciais

O projeto de uma suspensão automotiva deve levar em consideração uma série de parâmetros para que se tenha um comportamento cinemático e dinâmico adequado. Dentre esses parâmetros, podem ser citados os fenômenos de transferência de carga lateral, transferência de carga longitudinal, comportamento e propriedades do pneu, ângulos estáticos do conjunto roda/manga de eixo e suas variações durante o curso de suspensão, dentre outros.

O alto número de interações do sistema de suspensão com os demais componentes do automóvel também é um fator determinante, visto que existem inúmeras configurações possíveis e que um sistema não deve ser favorecido em detrimento do outro.

Nas seções seguintes, serão analisados e introduzidos de forma sucinta os principais conceitos e trabalhos relacionados à dinâmica veicular com foco no modelo de suspensão “*Double Wishbone*”. Com base no que será apresentado, será possível afirmar que o modelo possui características adequadas para serem empregadas em carros de Fórmula, justificando sua escolha.

2.2 Centro de massa

O centro de massa é um ponto no espaço em que pode ser concentrada toda a massa de um sistema, neste caso é a posição em que as forças de inércia atuam no veículo quando o mesmo sofre aceleração longitudinal ou lateral. A altura do centro de massa influencia em inúmeros comportamentos da dinâmica veicular, visto que todos os fenômenos de transferência de carga irão incorporar a altura do centro de massa em seus equacionamentos. Além da altura do centro de massa, sua localização no sentido longitudinal e lateral do veículo também terão grande influência no comportamento em curvas (Seward,2009).

Existem três formas de determinação do centro de massa: analítica, computacional e experimental. Sua obtenção de forma analítica é utilizada para casos mais simples, em que existem poucos corpos ou somente um único no sistema, e com geometrias regulares. Caso seja possível calcular o centro de massa de cada corpo e sua massa, o centro de massa do sistema é dado pela posição em que o somatório dos momentos de inércia de massa se anula.

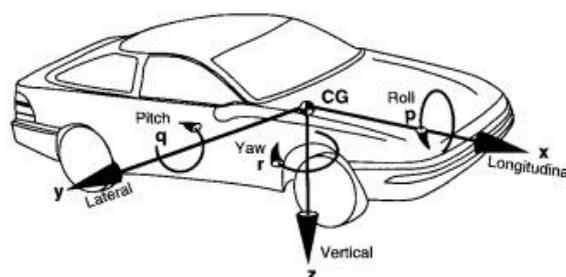
Por outro lado, a obtenção do centro de massa para sistemas multicorpos complexos é realizada computacionalmente, devido ao alto número de corpos e geometrias complexas. Geralmente utiliza-se softwares de modelagem 3D, em que após a definição das propriedades de massa de cada componente, é retornado o valor do centro de massa do sistema. No caso de veículos, essa é uma das metodologias utilizadas, devido à quantidade de peças e complexidade.

Por fim, o centro de massa de um veículo pode ser determinado de forma experimental através do conhecimento da distribuição de peso do veículo. Por exemplo, a partir da carga atuante no eixo traseiro, pode-se obter a localização longitudinal do centro de massa através da multiplicação da carga pelo entre-eixos e divisão pelo peso total. Essa operação resultará na distância horizontal entre o centro de massa e o eixo traseiro. A posição centro de massa no sentido lateral do carro pode ser obtida a partir da carga atuante no lado do passageiro ou motorista, seguindo um procedimento semelhante, porém com utilização do valor da bitola. A distância vertical do centro de massa em relação aos eixos pode ser obtida através da elevação de um dos eixos do veículo para uma altura determinada e conhecimento da transferência de carga que ocorre. A partir do uso de relações trigonométricas e equilíbrio de forças, pode-se chegar na altura do centro de massa em relação aos eixos (Milliken.1995).

2.3 Comportamentos globais de veículo e sistema de coordenadas

Existem três comportamentos globais de interesse na área de dinâmica veicular: *Roll*, *Pitch* e *Yaw*. Cada comportamento está relacionado ao movimento de rotação do veículo em torno de um dos eixos coordenados, como apresentado na Figura 2.1. O fenômeno de *Roll* ocorre em torno do eixo longitudinal X do veículo, sendo manifestado em curvas. O fenômeno de *Pitch* ocorre em torno do eixo lateral Y, manifestando-se quando ocorre transferência longitudinal de carga. Por fim, o fenômeno de *Yaw* ocorre em torno do eixo vertical Z, manifestando-se em mudança de trajetória (Gillespie, 1992).

Figura 2.1 – Eixos coordenados de veículo conforme a SAE.

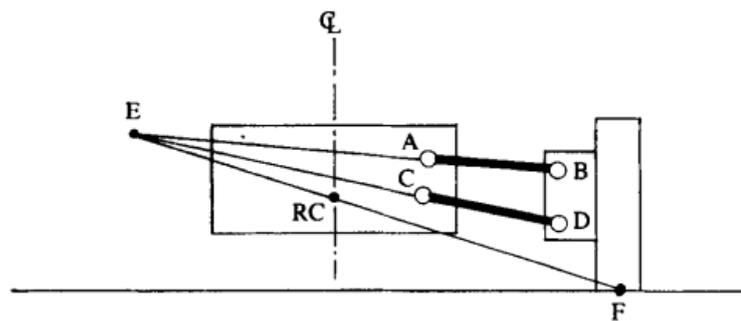


Fonte: Gillespie (1992)

2.4 Centro de rolagem

Um veículo de alta performance possui cenários e comportamentos mais agressivos do que veículos de passeio. Um conceito extremamente importante é o conhecido “Centro de Rolagem”. Segundo Dixon (1985), ele corresponde ao ponto em que o veículo rotaciona em torno do eixo longitudinal quando em curvas. De forma qualitativa, é possível afirmar que sua altura irá influenciar diretamente no movimento vertical da suspensão. Suspensões de veículos *off-road* apresentam Centros de Rolagem com alturas mais elevadas do que suspensões de veículos de pista, devido à quantidade de movimento vertical de suspensão solicitada. A dedução do Centro de Rolagem para uma suspensão *Double Wishbone* é apresentada na Figura 2.2.

Figura 2.2 - Representação do Centro de Rolagem para um modelo de suspensão “*Double Wishbone*”.



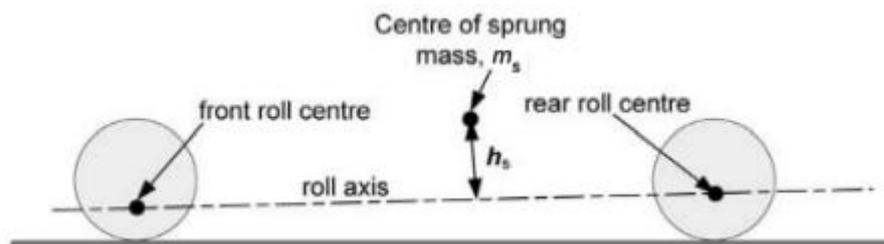
Fonte: Dixon (1985)

A dedução do Centro de Rolagem para um modelo de suspensão *Double Wishbone* é realizada a partir do conceito de Centro Instantâneo de Rotação, que pode ser definido como um ponto comum a dois corpos para o qual não existe velocidade relativa, ou seja, é um ponto do corpo em relação ao qual o corpo roda relativamente a outro corpo (Milliken, 1995). Dessa forma, traça-se uma reta do ponto de contato entre o pneu e o solo até o Centro Instantâneo “E”, ponto comum de rotação das barras AB e CD. Os Centros de Rolagem dianteiro e traseiro delimitam o posicionamento do Eixo de Rolagem, conceito extremamente importante para a análise cinemática de suspensão.

2.5 Eixo de Rolagem

Segundo Seward (2009), o eixo de rolagem pode ser definido por uma linha que intercepta o Centro de Rolagem dianteiro e traseiro, conforme a Figura 2.3. A inclinação do eixo de rolagem irá influenciar na magnitude do momento devido às forças de inércia que o centro de massa gera simultaneamente na dianteira e traseira.

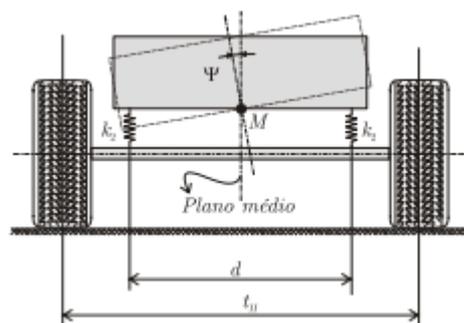
Figura 2.3 - Representação do Eixo de Rolagem.



Fonte: Seward (2009)

Com base na Figura 2.3, nota-se que existe uma relação proporcional entre o momento de rolagem e o afastamento vertical entre o centro de massa e o eixo de rolagem para qual o centro de massa está do eixo de rolagem. Portanto, é desejado que o afastamento seja o mínimo possível, para que a carroceria seja estável em situações de curva, a partir da minimização do ângulo de rolagem, conforme exemplificado na Figura 2.4.

Figura 2.4 - Representação do movimento de rolagem de um veículo de suspensão com eixo rígido.



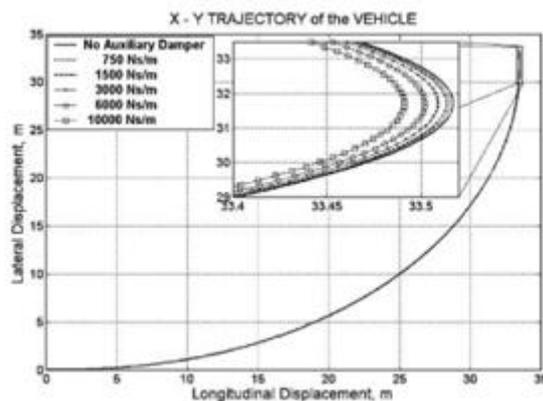
Fonte: Nicolazzi (2004)

2.6 *Oversteer e Understeer*

Existem dois parâmetros de suspensão que são inerentes à dinâmica em curvas: *Oversteer* e *Understeer*. O *Understeer* pode ser definido como uma métrica objetiva que quantifica a qualidade de controle do veículo sob carregamento, isto é, um veículo *Understeer* solicita maior esterçamento do volante ao realizar curvas, enquanto que o *Oversteer* solicita menor esterçamento do volante (Tandy *et al.*, 2015). O *Understeer* ocorre quando o eixo dianteiro do veículo não é capaz de gerar o momento de *Yaw* suficiente para realizar a curva, resultando em uma trajetória do veículo não coincidente com o raio de curva, solicitando assim uma resposta maior de esterçamento do volante. O *Oversteer* ocorre quando o eixo dianteiro do veículo gera um momento de *Yaw* maior do que o necessário para realizar a curva, resultando em uma trajetória do veículo também não coincidente com o raio de curva, porém solicitando uma correção de menor esterço do volante (Gillespie, 1992).

Dentro desse contexto e visando uma melhor performance em curvas, Uzunzoy e Olatunbosun (2005) investigaram os efeitos de um mecanismo de suspensão traseira com amortecimento de rolagem em um veículo de Formula Student. O mecanismo utilizava um sistema de balancim acoplado com dois amortecedores auxiliares, dispostos de tal forma que durante a rolagem fosse induzida uma mudança de comportamento de um carro *Understeer* para *Oversteer*. A Figura 2.5 apresenta um resultado de simulação de trajetória do veículo para condições de velocidade constante e esterçamento constante, em que foi obtida uma redução no raio de curva a partir do uso dos amortecedores auxiliares traseiros:

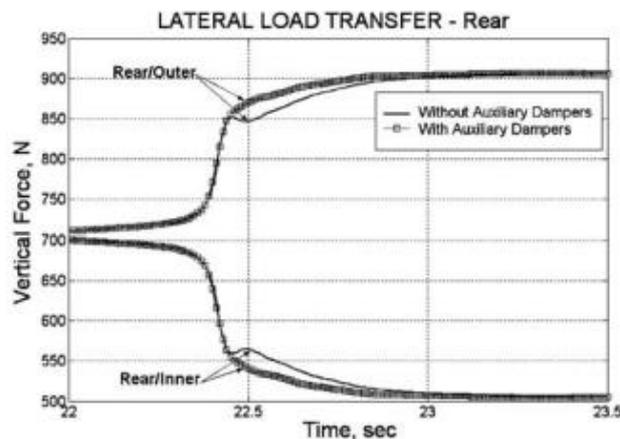
Figura 2.5 – Trajetória resultante de um veículo a 43 km/h.



Fonte: Uzunzoy e Olatunbosun (2005)

A diferença entre as cargas verticais atuantes na traseira do veículo também foi simulada pelos autores e é apresentada na Figura 2.6:

Figura 2.6 – Forças verticais atuantes na traseira do veículo para a configuração com amortecedores auxiliares e sem amortecedores auxiliares.



Fonte: Uzunzoy e Olatunbosun (2005)

Portanto, pode-se perceber através dos resultados dos autores que a indução transiente do comportamento *Oversteer* no veículo através do uso de amortecedores auxiliares foi capaz de proporcionar uma redução no raio de curva do veículo e melhorar sua performance.

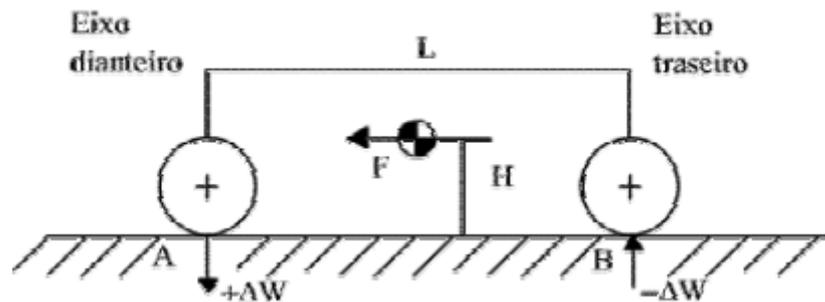
2.7 Forças atuantes no contato pneu-solo e transferência de carga

Segundo Milliken (1995), a força lateral exercida sobre o pneu tem sua origem no centro da região de contato entre o pneu e a pista, sendo localizada no plano horizontal e com direção perpendicular ao aro da roda, em caso de zero câmbor e inclinação. Dessa forma, veículo é capaz de mudar de direção devido à aplicação de força lateral. Enquanto isso, o veículo é acelerado ou freado a partir das forças longitudinais desenvolvidas entre o pneu e o solo. A partir dessas forças, ocorre o fenômeno de transferência de carga, em que acontece a alteração das cargas que são aplicadas nas rodas dianteiras ou traseiras, em caso de frenagem, aceleração e curvas (Jazar, 2008).

Durante a aceleração, ocorre um acréscimo de carga no eixo traseiro, devido à ação da força de tração atuante entre o pneu e solo e a ação da força de inércia atuante no centro de massa do veículo. Na frenagem, ocorre o processo inverso, os eixos dianteiros serão acrescidos de carga e os eixos traseiros decrescidos. Por fim, em situação de curva, a ação da força

centrífuga atuante no centro de massa do veículo irá resultar em um movimento de rolagem do chassi e acréscimo de carga nas rodas externas à curva. As situações de aceleração e frenagem compreendem as transferências de carga longitudinais e as curvas correspondem a transferências de carga laterais (Seward, 2009). A Figura 2.7 apresenta um cenário de transferência longitudinal de carga entre eixos, em que ΔW corresponde à variação de carga.

Figura 2.7 – Transferência de carga entre eixos.

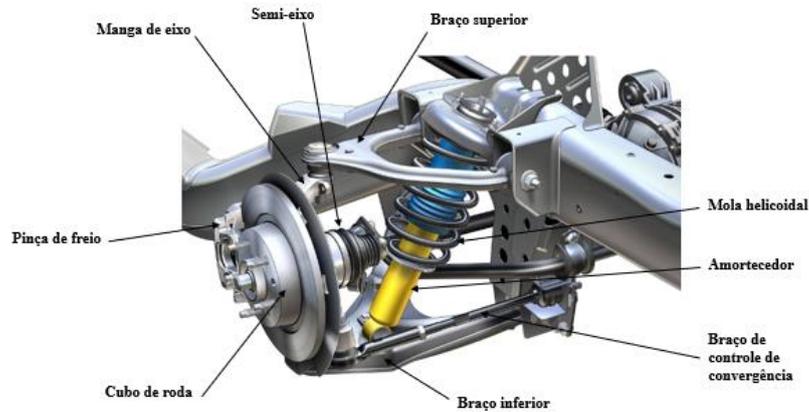


Fonte: Milliken (1995)

2.8 Componentes do sistema de suspensão

O sistema de suspensão possui vários componentes e também várias interações com sistemas vizinhos. A Figura 2.8 apresenta os principais componentes de uma suspensão *Double Wishbone* dianteira, sendo eles: mola helicoidal, amortecedor, braço superior, braço inferior, braço de direção, manga de eixo e cubo de roda. Enquanto isso, os componentes de sistemas vizinhos os quais interagem com o sistema de suspensão são: pinça de freio, semi-eixo e braço de direção.

Figura 2.8 – Principais componentes de um sistema de suspensão *Double Wishbone* e componentes de sistemas vizinhos.



Fonte: Adaptada de Woodpeck (2019)

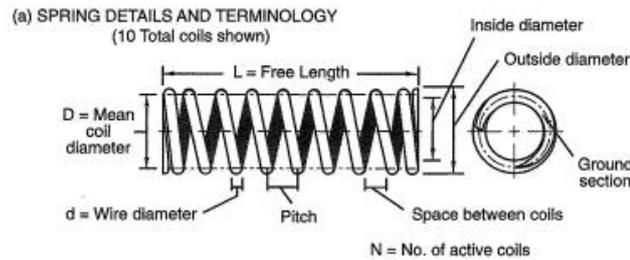
2.8.1 Molas

As molas são projetadas para prover uma força de tração, compressão ou um torque, a partir do armazenamento de energia proveniente de uma deflexão. Independente da configuração, esta possui uma constante de mola, responsável por definir a inclinação da curva força-deflexão de mola (NORTON, 2013). A constante de mola em regime linear é definida pela Eq.(2.1):

$$k = \frac{F}{y} \quad (2.1)$$

em que F é a força aplicada e y é a deflexão da mola. Pode-se perceber uma relação proporcional entre força e deslocamento, no caso de uma mola linear. Caso a constante de mola varie com a deflexão, têm-se uma mola não linear. De forma sucinta, molas lineares são construídas com um diâmetro de espira constante e passo constante, proporcionando uma constante de mola fixa durante a maior parte do curso de compressão, enquanto molas não lineares são construídas utilizando um passo variável, de tal forma que a constante de mola seja variável (Norton, 2013). No caso de suspensões automotivas, é desejável que as molas sejam lineares, de forma que seja possível controlar e prever os carregamentos atuantes na mesma. A Figura 2.9 apresenta um exemplo de mola helicoidal de compressão de passo constante:

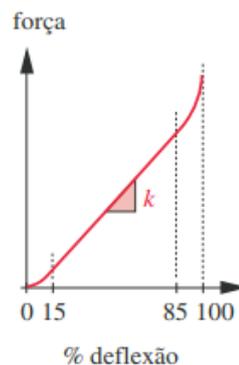
Figura 2.9 – Mola helicoidal de compressão.



Fonte: Milliken (2013)

As molas helicoidais de compressão são lineares durante a maior parte do seu curso, até que atinjam o regime não linear, como exemplificado na curva de Força por Deflexão da Figura 2.10:

Figura 2.10 – Curva de Força x Deflexão de uma mola helicoidal de compressão.



Fonte: Norton (2013).

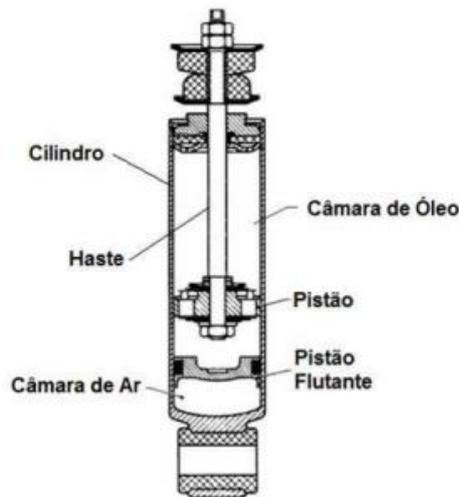
Dessa forma, é desejável que a mola atue somente no regime linear durante o curso de suspensão, pois nessas condições os carregamentos são determinados e seu comportamento é previsto durante o projeto. Contudo, levando em consideração o desempenho de um sistema de suspensão, também podem ser úteis molas que apresentem o aumento da rigidez conforme a deflexão.

2.8.2 Amortecedores

No início da era automobilística, eram usadas somente molas para permitir o movimento vertical das rodas em relação ao chassi. Dentro desse contexto, os amortecedores foram introduzidos entre a massa suspensa e massa não suspensa para suprimir a oscilação proveniente da mola e prover controle à massa suspensa sob cenários de aceleração lateral e longitudinal.

A Figura 2.11 apresenta uma vista em corte de um amortecedor telescópico (não-linear), amplamente utilizado nos veículos atuais:

Figura 2.11 – Vista em corte de um amortecedor telescópico.



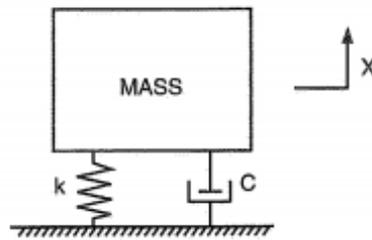
Fonte: Oliveira (2014)

De forma sucinta, existem dois movimentos que ocorrem durante a operação de um amortecedor: compressão e extensão. Durante a compressão o pistão oferece pouca resistência ao movimento, enquanto no movimento de extensão será oferecida muita resistência, através da passagem do fluido de amortecimento pelos orifícios do pistão. A câmara de óleo é dividida pelo pistão, de tal forma que durante o movimento uma face do pistão estará em contato com um fluido em alta pressão e a outra face estará em contato com fluido em baixa pressão (Oliveira, 2014). A geração do atrito viscoso ocorre a partir dos princípios hidráulicos (um corpo que se movimenta em fluido sofre ação de uma força de resistência) que irá resultar na força de amortecimento.

Em um sistema massa-mola-amortecedor como o representado na Figura 2.12 existem três forças que governam o comportamento dinâmico do sistema (Milliken,1995):

1. Força inercial: Função da massa e aceleração do sistema,
2. Força de amortecimento: Função da velocidade do sistema e o coeficiente de amortecimento
3. Força de mola: Função do deslocamento da mola e constante de mola.

Figura 2.12 – Sistema massa-mola-amortecedor.



Fonte: Milliken (1995)

Considerando que o sistema possui um grau de liberdade, essas forças podem ser descritas matematicamente pelas Eq. (2.2), (2.3) e (2.4):

$$F_I = m * \ddot{x} \quad (2.2)$$

$$F_A = c * \dot{x} \quad (2.3)$$

$$F_m = k * x \quad (2.4)$$

em que m representa a massa do sistema, c representa o coeficiente de amortecimento e k representa a constante de mola. Além disso, m, c e k definem outros dois importantes parâmetros: Frequência de ressonância e nível de amortecimento crítico do coeficiente de amortecimento. Esses dois parâmetros são apresentados na Eq. (2.5) e (2.6):

$$w_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k/m} \quad (2.5)$$

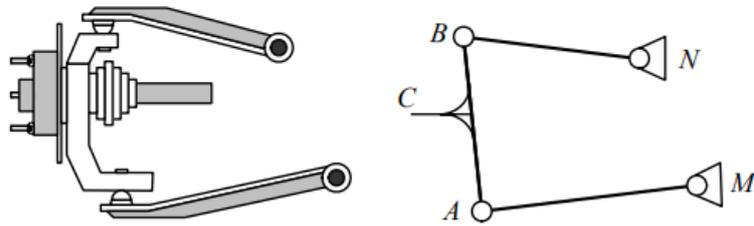
$$C_{crit} = 2 * m * \sqrt{k/m} \quad (2.6)$$

O nível de amortecimento crítico está associado tipo de amortecimento existente no sistema, e ao tempo necessário para que a massa retorne à posição inicial após um deslocamento. Enquanto isso, a frequência natural está associada à frequência a qual o sistema oscila, caracterizada por sua massa e rigidez (Milliken, 1995).

2.8.3 Braços de suspensão

A maioria dos mecanismos utilizados em sistemas de veículos são formados por mecanismos de quatro barras em *loop* fechado (Jazar, 2008). A Figura 2.13 apresenta uma representação do mecanismo de quatro barras de suspensão *Double Wishbone*:

Figura 2.13 – Mecanismo de quatro barras de uma suspensão *Double Wishbone*.



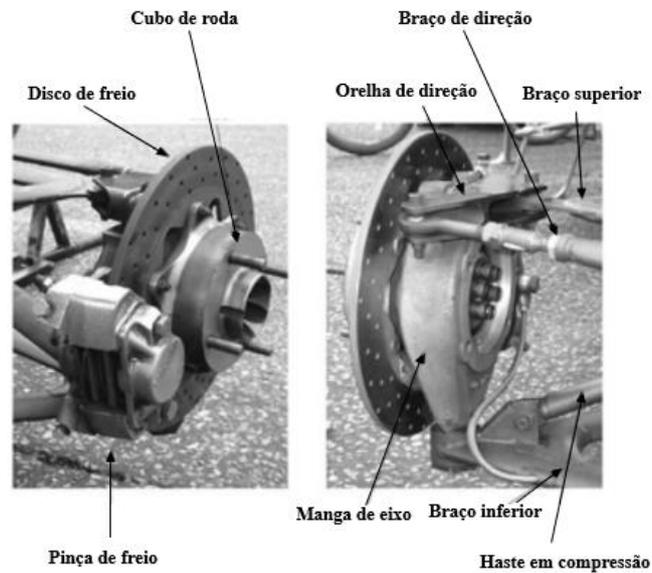
Fonte: Jazar (2008)

Os braços de suspensão têm como função limitar o movimento das rodas através dos pontos de fixação dos braços na manga de eixo e no chassis. Para essas fixações, são utilizadas juntas rotulares, conhecidas como buchas de suspensão, que impedem movimentos de translação, mas permitem movimentos de rotação em um plano. São componentes que possuem extrema influência na cinemática de suspensão, ao variar seu comprimento e angulação, obtêm-se diferentes variações de ângulos como *Câmbor*, *Kingpin*, *Cáster*, ao longo do curso de suspensão.

2.8.4 Mangas de eixo

As mangas de eixo são componentes extremamente importantes no sistema de suspensão de um veículo, visto que asseguram as conexões entre os demais componentes de outros sistemas, como braço de direção, pinça de freio, cubo de roda. Além disso, vários parâmetros geométricos da suspensão são definidos neste importante componente, como os ângulos de *Kingpin* e *Cáster*. A Figura 2.14 apresenta uma configuração de manga de eixo e os componentes acoplados à mesma:

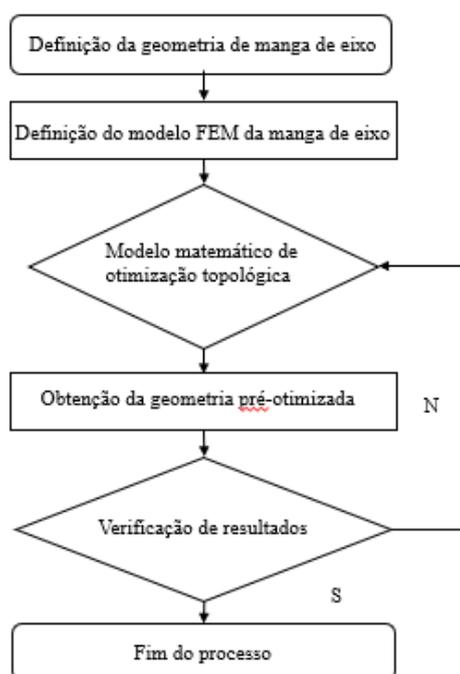
Figura 2.14 – Montagem de uma manga de eixo de uma suspensão dianteira *Double Wishbone*.



Fonte: Adaptado de Seward (2009)

A manga de eixo é o componente mecânico mais solicitado em termos de carregamentos, portanto deve ter resistência adequada para tal. Contudo, deve ser encontrado um denominador comum entre peso e resistência, visto que se trata de um veículo de performance. Dentro desse contexto, pesquisadores têm desenvolvido técnicas de redução de massa em mangas de eixo, como exemplificado na Figura 2.15:

Figura 2.15 – Processo de otimização topológica para uma manga de eixo.



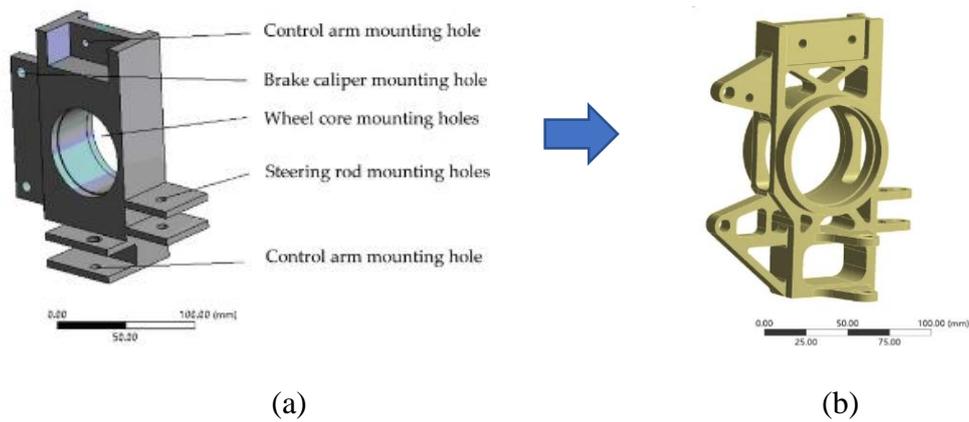
Fonte: Li, Tan e Dong (2020)

Com o objetivo de obter uma manga de eixo dianteira otimizada em termos de massa, os autores aplicaram o método de otimização de topologia descrito na Figura 2.15, que consistiu nos seguintes passos (Li, *et al.*,2020):

1. Construção do modelo geométrico em CAD, utilizando dimensões preliminares baseadas no espaço disponível para alocação da manga de eixo no sistema de suspensão. As dimensões básicas são utilizadas para estabelecer o modelo geométrico inicial da otimização topológica, como ilustrado nos dois primeiros blocos da Figura 2.11;
2. Construção de um modelo de elementos finitos da geometria, com utilização do software *Ansys*.
3. Condução de uma análise de elementos finitos da geometria, com o objetivo de analisar as tensões e deformações do modelo inicial e identificar as áreas que não são solicitadas e podem ter suas dimensões otimizadas.
4. Otimização topológica do modelo utilizando o algoritmo de otimização presente no software. O algoritmo de otimização é composto por uma função objetivo de minimização de massa e outros parâmetros matemáticos.
5. Verificação de resultados da otimização;

A Figura 2.16 apresenta uma comparação geométrica entre o modelo inicial proposto pelos autores e o modelo após a otimização topológica. Foi obtida uma redução de massa de 0,7285 kg, uma vez que o modelo inicial possuía uma massa de 1,2056 kg e o modelo após otimização possuía uma massa de 0,4771 kg. Em relação à resistência o coeficiente de segurança final do componente mecânico foi de 2,26, para uma condição crítica de frenagem.

Figura 2.16 – Comparação entre o modelo inicial e modelo de otimização topológica.



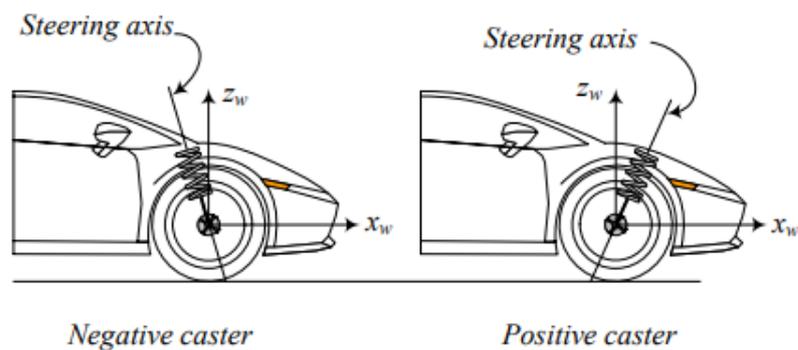
Fonte: Li, Tan e Dong (2020)

2.9 Geometria de suspensão

2.9.1 Ângulo de *Caster*

O ângulo de *caster* é definido pelo ângulo compreendido entre o eixo de esterçamento e a vertical, na lateral do carro, conforme apresentado na Figura 2.17:

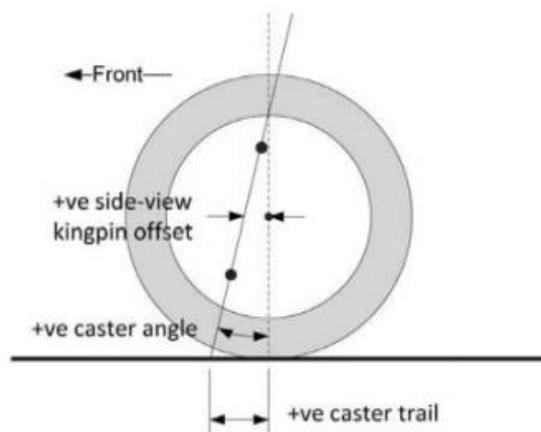
Figura 2.17 – Ângulo de Cáster.



Fonte: Jazar (2008)

O *caster* negativo é responsável pelo efeito de auto-esterçamento das rodas, devido à interseção do eixo de esterçamento (*steering axis*) com o solo à frente da linha vertical da roda. A ação da força lateral durante à curva irá gerar um momento contrário ao momento gerado pelo braço de direção no eixo de esterçamento, de tal forma que o momento contrário irá prevalecer ao retornar o volante para a posição inicial, gerando-se assim o efeito de auto-alinhamento. Além disso, o *cáster* também têm contribuição fundamental na estabilidade em trajetórias retas. Esse é um efeito desejável, pois sistemas de direção podem conter folgas de engrenagens e desgaste. Tal característica deve-se à existência do *Caster Trail*, definido como a distância longitudinal definida entre o ponto de interseção do *steering axis* com o solo e o ponto de contato entre o pneu e o solo, numa vista lateral (Seward,2009). O *Caster Trail* também está relacionado à quantidade de esforço necessário para o esterçamento, uma vez que quanto maior for seu módulo, maior será o momento causado pela ação da força lateral no *steering axis* e conseqüentemente maior será o esforço do piloto ao volante para esterçá-lo. A Figura 2.18 apresenta a definição geométrica do ângulo de *caster* e *caster trail*. Vale ressaltar que a convenção de um *caster* positivo e um *caster* negativo pode variar de autor para autor.

Figura 2.18 – Representação do *caster* e *caster trail*.



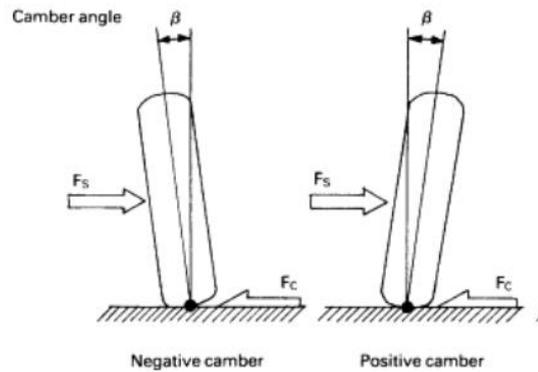
Fonte: Seward (2009)

Por outro lado, o *caster* positivo possui inclinação contrária ao *caster* negativo, resultando em uma interseção do *steering axis* com o solo ocorrendo atrás da linha vertical de roda, eliminando o efeito de auto-esterçamento. Mesmo que veículos de passeio não utilizem *caster* positivo, existem outras aplicações, como rodas de carrinho de supermercado. Em relação à referências de intervalos desejáveis, a maioria dos veículos de passeio possuem um *cáster* estático de -4° a -6° (Seward,2009).

2.9.2 Ângulo de *camber*

O ângulo de *camber* é definido pelo ângulo formado entre o plano vertical longitudinal e o plano longitudinal do pneu, representado por β na Figura 2.19:

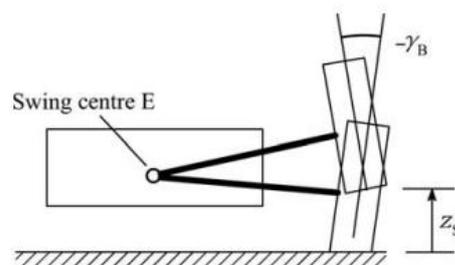
Figura 2.19 – Ângulo de *camber*.



Fonte: Nitesh (2019)

Geralmente, *setups* de veículos de alta performance apresentam *camber* negativo, objetivando a otimização da região de contato entre pneu e solo em todos os cenários. Isso ocorre porque uma variação inadequada de *camber* poderá comprometer essa região, de tal forma que o atrito entre pneu e solo seja comprometido. Dentro desse contexto, o *camber* é um parâmetro extremamente sensível da suspensão e varia conforme os cenários de rolagem, esterçamento e movimento vertical de roda. A Figura 2.20 representa geometricamente a variação de *camber* para o movimento vertical de roda.

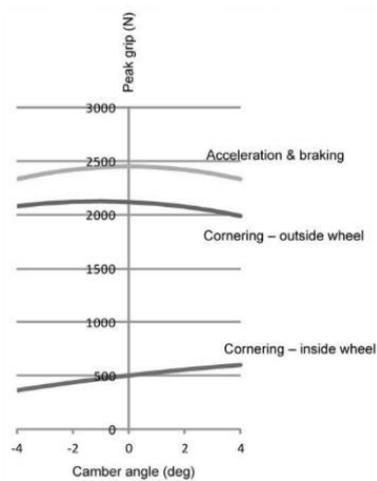
Figura 2.20 – Influência do movimento vertical de roda no *camber*.



Fonte: Dixon (2009)

Através da Figura 2.20, depreende-se que o deslocamento positivo da suspensão resulta em um ganho negativo de *câmbler*, enquanto um deslocamento negativo da suspensão resulta em um ganho positivo de *câmbler*. Os efeitos do ganho da *câmbler* no atrito são apresentados na Figura 2.21, que apresenta um exemplo de comportamento do atrito longitudinal e lateral atuantes no pneu em função do ângulo de *câmbler*, retirados de testes físicos de pneu.

Figura 2.21 – Variação do atrito máximo em função do ângulo de *câmbler*.

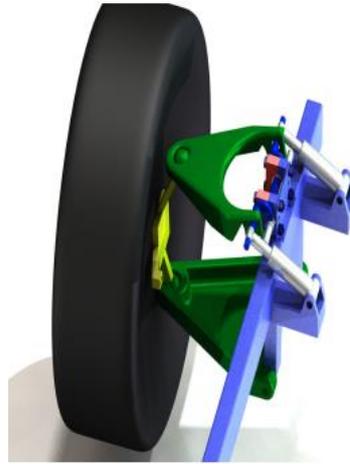


Fonte: Seward (2009)

Através da Figura 2.21 é possível perceber que para a roda externa a curva o atrito máximo ocorre entre para um *câmbler* de aproximadamente 1° e rapidamente decresce quando o *câmbler* atinge um valor positivo. Visto que a roda externa à curva sofre um acréscimo de carga devido à transferência lateral de carga, é importante assegurar que a roda externa nunca assuma *câmbler* positivo, pois ocorreria a diminuição do atrito e conseqüentemente prejuízo de performance (Seward,2009).

Atualmente, uma das maiores preocupações da indústria automobilística é aumentar a segurança de seus veículos, portanto têm-se direcionado muito esforço para aumentar a estabilidade, especialmente em curvas. Como mencionado, o *câmbler* possui extrema influência na adesão do pneu ao solo, desgaste e otimização da região de contato. Dentro desse contexto, Esfahani et al. (2010) propuseram um mecanismo de ajuste de *câmbler* para um modelo de suspensão *Double Wishbone*, apresentado na Figura 2.22:

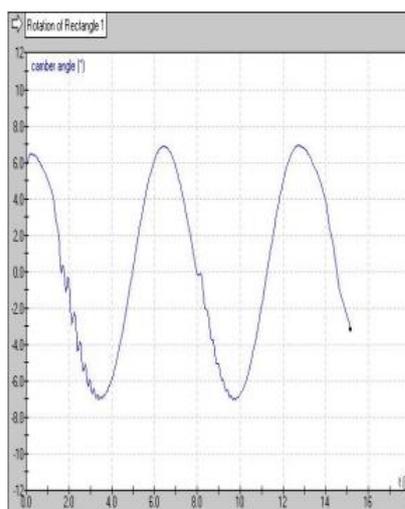
Figura 2.22 – Mecanismo de ajuste de *câmb*er.



Fonte: Esfahani et al. (2010)

O mecanismo proposto pelos autores foi projetado para proporcionar uma mudança de *câmb*er a partir da fixação dos braços superiores em um eixo conectado a dois cilindros hidráulicos que realizam o controle do sistema. O eixo é rotacionado a partir do acionamento simultâneo dos cilindros hidráulicos, o que possibilita uma mudança nos pontos de fixação dos braços superiores na carroceria, permitindo ajuste de *câmb*er (Esfahani et al., 2010). A Figura 2.23 apresenta a variação de *câmb*er em função do tempo obtida pelos autores:

Figura 2.23 – Variação de *câmb*er através do mecanismo de ajuste.



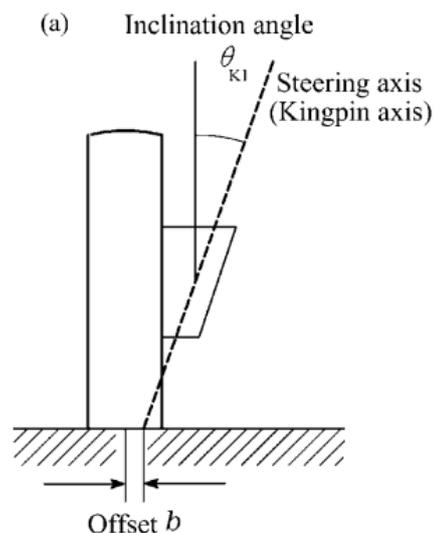
Fonte: Esfahani et al. (2010)

O mecanismo proposto pelos autores, embora simples, apresenta uma forma de se realizar o controle ativo de *câmb*er através do uso de dois cilindros hidráulicos. Visto que um dos requisitos de um bom projeto de suspensão é o intervalo de variação de *câmb*er, estratégias de controle desse importante parâmetro (e também outros parâmetros) têm sido desenvolvidas atualmente.

2.9.3 Ângulo de *Kingpin*

O ângulo de *kingpin* é definido pelo ângulo formado entre o eixo de esterçamento e a linha de centro vertical do pneu, a partir da vista frontal do sistema. Na Figura 2.24 o ângulo é indicado por θ_{K1} e o o parâmetro geométrico b é chamado de *kingpin offset*. Esse parâmetro representa o afastamento horizontal entre o ponto de interseção do *steering axis* e o solo e o ponto central de contato entre o pneu e o solo. Em casos de carros com tração dianteiro, existirá uma relação proporcional entre o esforço de auto-alinhamento e o *kingpin offset*, similarmente ao *caster*. Esse fato ocorre devido à ação da força trativa atuante no ponto central, gerando um momento em torno do *steering axis*. Portanto, é possível afirmar que existirá influência da força de tração no esterço, o que não é desejável. Dessa forma, o aumento do ângulo de *kingpin* resulta em um menor *kingpin offset*, e conseqüentemente uma menor influência da força trativa na direção do veículo (Gillespie, 1992).

Figura 2.24 – Representação do ângulo de *Kingpin* e *Kingpin Offset*.

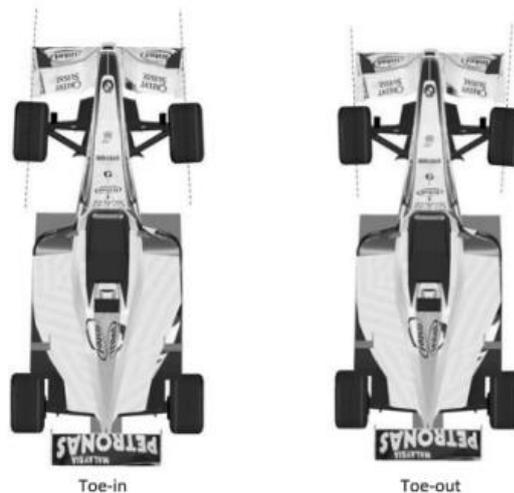


Fonte: Dixon (2009).

2.9.4 Ângulo de Convergência

O ângulo de convergência estático é definido pelo pelo ângulo formado entre a linha de centro da roda e a linha longitudinal do veículo em uma vista superior, como representado na Figura 2.25. Por convenção, caso as linhas de centro de roda sejam convergentes, denomina-se o ângulo como *toe in* e caso sejam divergentes denomina-se como *toe out*.

Figura 2.25 – Representação do ângulo de convergência.



Fonte: Seward (2009)

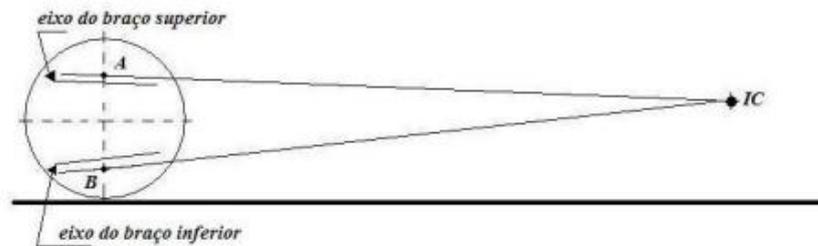
O ângulo de convergência estático ideal depende das características da pista. O *toe in* resulta em um comportamento mais estável em altas velocidades e trajetórias retilíneas, porém um *toe in* excessivo resulta em uma direção menos responsiva. Isso ocorre devido ao fato das rodas serem convergentes, resultando em uma tendência de permanecer em linha reta. Enquanto isso, o *toe out* excessivo resulta em um desgaste prematuro dos pneus e também induz um comportamento *Oversteer* ao veículo (Gillespie, 1992).

2.9.5 Anti-dive

O propósito da geometria anti-dive é conter o movimento de rotação da massa suspensa durante a frenagem, de tal forma que o movimento de *pitch* do veículo seja minimizado. Esse movimento ocorre pois, quando o veículo está sofrendo efeitos de desaceleração proveniente da frenagem, ocorrerá o alongamento da suspensão traseira e a compressão da suspensão dianteira. O fenômeno de compressão da suspensão dianteira é denominado “*dive*” (Barreto, 2005).

O efeito de *anti-dive* em uma suspensão *Double Wishbone* é manifestado a partir do uso de braços convergentes em vista lateral, como apresentado na Figura 2.26. Caso os braços sejam paralelos, não haverá nenhum percentual de *anti-dive* na suspensão.

Figura 2.26 – Vista lateral de uma suspensão dianteira com braços convergentes.



Fonte: Gillespie (1992)

Segundo Barreto (2005), a característica *anti-dive* pode ser expressa em termos de percentual, conforme apresentado na Eq. (2.7):

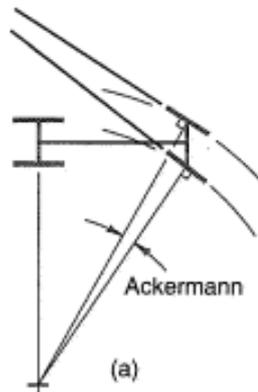
$$\% Ad = F_d/W \quad (2.7)$$

Em que Ad representa o percentual de *anti-dive*, F_d representa a força de *anti-dive* e W representa a transferência longitudinal de carga. Contudo, o percentual de *anti-dive* também pode ser obtido em softwares de análise de suspensão.

2.10 Geometria de direção

Segundo Milliken (1995), o projeto de geometria de direção determina se durante o curso de esterçamento as rodas permanecerão paralelas ou se uma roda esterça mais do que a outra. Para carros de passeio, é comum a utilização da Geometria de Ackermann, em que a característica principal é um maior ângulo de esterço da roda interna à curva e as duas rodas são esterçadas em torno de um centro comum, como indicado na Figura 2.27:

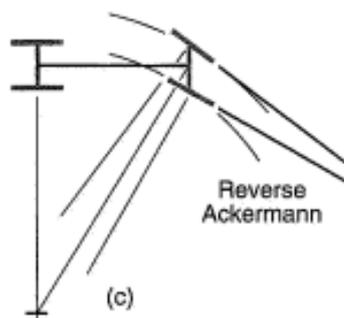
Figura 2.27 – Geometria de Ackermann.



Fonte: Milliken (1995)

Para veículos sujeitos a altas acelerações laterais, como os veículos de performance, é comum a utilização da geometria *Anti-Ackermann*, em que as cargas atuantes na roda externa à curva são superiores e o deseja-se extrair ao máximo o atrito que o pneu é capaz de gerar em contato com o solo (Gillespie,1992). Caso as propriedades do pneu e os carregamentos sejam conhecidos, é possível calcular a porcentagem de *Anti-Ackermann* correta, porém na maioria dos casos a geometria resultante pode acabar prejudicando o desempenho do carro em curvas de baixa velocidade (Milliken, 1995). A geometria *Anti-Ackermann* é caracterizada por um ângulo de esterçamento superior da roda externa à curva, conforme indicado na Figura 2.28:

Figura 2.28 – Geometria *Anti-Ackermann*



Fonte: Milliken (1995)

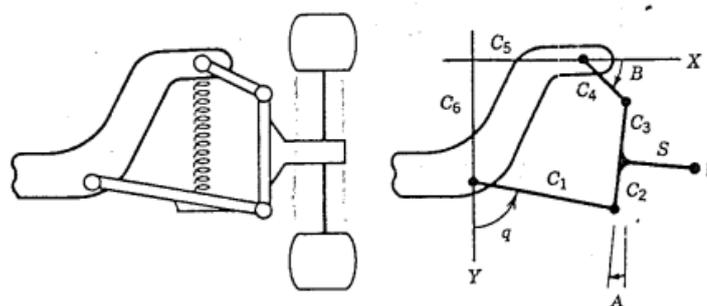
2.11 Análise cinemática e dinâmica

Análises cinemáticas de suspensão são usadas para estudar parâmetros como curso máximo de suspensão, mudança na posição da roda em função do curso de suspensão, enquanto as análises dinâmicas são utilizadas para investigar o comportamento de amortecimento, transmissibilidade de forças da suspensão para o chassi do veículo e rigidezes de suspensão (Cherian *et al.*, 2009). A partir da análise cinemática, é possível monitorar inúmeros parâmetros de interesse para um sistema de suspensão, com o objetivo de mantê-los nos intervalos desejados.

Na área de cinemática, um dos conceitos mais importantes é o uso das equações de posição em *loop* vetorial. O *loop* vetorial está associado às restrições de vínculo geométrico dos componentes de um sistema mecânico, em que cada *loop* pode ser descrito como um vetor o qual o somatório será nulo em todo instante. Caso haja informação suficiente, as configurações do mecanismo podem ser determinadas a partir do *loop*. (Doughty, 1988).

Dentro desse contexto, é necessário a existência de um modelo cinemático para se relacionar os ângulos de suspensão com o movimento vertical de roda. Pode-se dizer que existe um vínculo geométrico formado por todos os componentes da suspensão *Double Wishbone*, conforme apresentado na Figura 2.29:

Figura 2.29 – Representação do modelo cinemático de uma suspensão Double Wishbone.



Fonte: Doughty (1988)

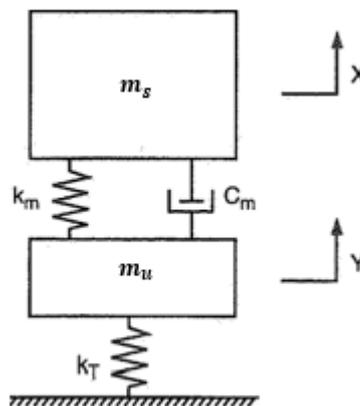
A análise cinemática de um sistema mecânico parte do princípio da existência das coordenadas generalizadas e variáveis secundárias, em que existe uma dependência das variáveis secundárias em relação às variáveis primárias. As coordenadas generalizadas são as coordenadas que são suficientes para descrever a configuração espacial do mecanismo, uma vez

que a partir delas é possível determinar as variáveis secundárias através da solução das equações de *loop* vetorial (Doughty,1988). Seguindo a mesma lógica, é possível realizar a análise cinemática de um sistema de suspensão definido o deslocamento vertical de roda como coordenada e generalizada e os demais ângulos de suspensão como variáveis secundárias. Vale ressaltar que a coordenada generalizada pode ser outro parâmetro, como no caso da Figura 2.29, em que q (ângulo do braço inferior com a vertical) representa a coordenada generalizada, β e A representam as variáveis secundárias.

2.12 Determinação dos carregamentos

. Os carregamentos e características dinâmicas da suspensão, como rigidezes e frequências naturais são extramamente importantes para determinar o comportamento de um sistema de suspensão. Muitas literaturas optam por utilizar um modelo simplificado para essa análise, representado pela Figura 2.30. Esse modelo possui dois graus de liberdade, em que o X corresponde ao grau de liberdade da carroceria e Y corresponde ao grau de liberdade da massa suspensa.

Figura 2.30 – Modelo simplificado ¼ de carro para análise.



Fonte: Adaptado de Milliken (1995)

O sistema representado na Figura 2.30 apresenta dois modos de vibração. O primeiro refere-se à vibração da massa suspensa do carro em relação à pista, o segundo refere-se à vibração da massa suspensa em relação à massa não suspensa. Os pneus podem ser aproximados como molas, em que sua rigidez é definida como K_T (N/m), K_m (N/m) é definido como a rigidez do eixo das rodas em relação à massa suspensa, m_s (kg) é a massa suspensa e m_u (kg)

é a massa não suspensa do veículo. Por fim, C_m (N*s/m) é o coeficiente de amortecimento viscoso do amortecedor.

No primeiro modo de vibração, K_m e K_T agem como duas molas em série, em que a rigidez total do sistema, K_R é dada por (Milliken, 1995):

$$\frac{1}{K_R} = \frac{1}{K_T} + \frac{1}{K_m} \quad (2.8)$$

Assumindo movimento harmônico simples, a frequência natural f_s (Hz) da massa suspensa é dada por (Milliken, 1995):

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R}{m_s}} \quad (2.9)$$

No segundo modo de vibração, K_w e K_T agem como se fossem duas molas em paralelo, a rigidez efetiva K_R é dada por (Milliken, 1995):

:

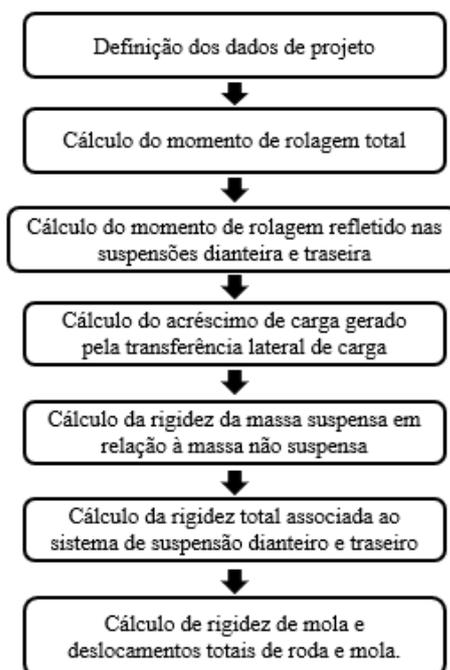
$$K_R = K_m + K_T \text{ [N/m]} \quad (2.10)$$

Devido à massa suspensa ser geralmente bem maior do que a massa não suspensa, assume-se que a massa não suspensa é estática. A frequência f_u (Hz) da massa não suspensa é dada por (Milliken, 1995):

$$f_u = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_R + K_T}{m_u}} \quad (2.11)$$

Para se calcular a rigidez total de suspensão, é necessário que sejam definidos inicialmente os dados com as estimativas de projeto da Tabela 2.1. Além disso, para facilitar o entendimento do processo, os passos para determinação de rigidez total estão descritos na Figura 2.31:

Figura 2.31 – Fluxograma para cálculo de rigidez total.



Fonte: Autor (2023)

Tabela 2.1 - Dados para cálculo de rigidez e frequências naturais de suspensão.

Parâmetro	Variável
Massa suspensa	m_s (kg)
Distância perpendicular do centro de massa para o eixo de rolagem	h_a (m)
Distância vertical desejada do ponto mais inferior do assoalho em relação ao solo durante a rolagem	h_g (m)
Porcentagem de peso no eixo dianteiro	F (adimensional)
Porcentagem de peso no eixo traseiro	R (adimensional)
Distribuição do momento de rolagem	$F_M \cdot R_M$
Bitola	T (m)
Rigidez de pneu	K_T (N/m)
<i>Downforce</i>	D (N)

Fonte: Seward (adaptada)

Uma vez preenchida a tabela, será possível obter os valores desejados. O primeiro passo é utilizar a Eq.(2.12) para calcular o momento de rolagem total atuante no veículo sob ação de uma força lateral especificada (Seward, 2009):

$$M = g * 9,81 * m_s * h_a \quad (2.12)$$

em que: M = Momento de rolagem (N.m); g = Aceleração lateral (m/s^2); m_s = Massa suspensa (kg). Em seguida, utiliza-se a Eq.(2.13) e (2.14) para determinar a magnitude do momento de rolagem gerado na suspensão dianteira e na suspensão traseira (Adaptado de Seward, 2009):

$$M_f = M * F_M \quad (2.13)$$

$$M_r = M * R_M \quad (2.14)$$

em que: M_f = momento de rolagem gerado na suspensão dianteira (N.m); M_r = momento de rolagem gerado na suspensão traseira (N.m); F_M = Percentual do momento de rolagem resistido pela suspensão dianteira (adimensional); R_M = Percentual do momento de rolagem resistido pela suspensão traseira (adimensional).

Em seguida, utiliza-se a Eq. (2.15) e (2.16) para calcular os acréscimos de carga gerados na suspensão dianteira e suspensão traseira gerados pelo fenômeno de transferência lateral de carga (Adaptado de Seward, 2009):

$$W_f = \frac{M_f}{T_f} \quad (2.15)$$

$$W_r = \frac{M_r}{T_r} \quad (2.16)$$

em que: W_f = Acréscimo de carga na suspensão dianteira (N), W_r = Acréscimo de carga na suspensão traseira (N); T_f = Bitola dianteira (m); T_r = Bitola traseira (m); M_f e M_r já foram introduzidos anteriormente.

Em seguida, calcula-se a rigidez da massa suspensa em relação à massa não suspensa na suspensão dianteira e suspensão traseira (Adaptado de Seward, 2009):

$$K_f = \frac{W_f}{h_c} \quad (2.17)$$

$$K_r = \frac{W_r}{h_c} \quad (2.18)$$

em que: K_f = Rigidez de massa suspensa dianteira em relação à massa não suspensa dianteira (N/m); K_r = Rigidez de massa suspensa traseira em relação à massa não suspensa traseira

(N/m); hc = Distância vertical desejada do ponto mais inferior do assoalho em relação ao solo durante a rolagem (m); W_f e W_r já foram introduzidos anteriormente.

Em seguida, utiliza-se as Eq. (2.19) e (2.20) para determinar a rigidez total associada ao sistema de suspensão dianteiro e ao sistema de suspensão traseiro (Adaptado de Seward, 2009):

$$K_{wf} = \frac{K_f * K_T}{K_T - K_{rf}} \quad (2.19)$$

$$K_{wr} = \frac{K_r * K_T}{K_T - K_r} \quad (2.20)$$

em que K_{wf} = Rigidez total associada ao sistema de suspensão dianteiro (N/m);

K_{wr} = Rigidez total associada ao sistema de suspensão traseiro (N/m); K_T = Rigidez do pneu (N/m); K_f e K_r já foram apresentados anteriormente.

Em seguida, é necessário definir uma mola que seja capaz de fornecer as rigidezes calculadas anteriormente. Dentro desse contexto, um parâmetro extremamente importante é denominado razão de instalação R , definido pela razão entre o deslocamento vertical de roda e a compressão da mola, apresentada na Eq. (2.21) (Adaptado de Seward, 2009):

$$R = \frac{\text{Deslocamento vertical de roda}}{\text{Compressão de mola}} \quad (2.21)$$

A relação entre rigidez de mola K_s (N/m), razão de instalação e rigidez K_w (N/m) é dada por (Adaptado de Seward, 2009):

$$K_s = R^2 * K_w \quad (2.22)$$

O deslocamento inicial do eixo das rodas em relação ao chassi é dado pela Eq.(2.23) seguinte (Adaptado de Seward, 2009):

$$Xr = \frac{m_s * g}{4 * K_w} \quad (m) \quad (2.23)$$

em que: Xr = Deslocamento inicial de roda (m); m_s , g e K_w já foram introduzidos anteriormente. A deflexão estática de mola é dada pela Eq. (2.24) (Adaptado de Seward, 2009):

$$Xm = \frac{Xr}{R} \quad (2.24)$$

em que, X_m = Deflexão estática de mola (m); X_r e R já foram introduzidos anteriormente. Por fim, o deslocamento vertical total de roda e deslocamento total mola serão dados pela Eq. (2.25) e (2.26) (Adaptado de Seward, 2009):

$$C_r = X_r + \text{curso de suspensão} \quad (2.25)$$

$$C_m = C_r/R \quad (2.26)$$

em que: C_r = Deslocamento total de roda (m) e C_m = Deslocamento total de mola (m).

3 Metodologia

3.1 Estudos iniciais preliminares

Como primeiro passo, é fundamental entender como se comportam os diversos tipos de suspensões veiculares e quais as particularidades de cada um. Para isso, existem inúmeras fontes e referências no assunto de dinâmica veicular. Dentro desse contexto, pode-se citar obras clássicas, como os livros *Race Car Vehicle Dynamics* (Milliken, 1995), *Race Car Design* (2009), *Suspension Geometry and Computation* (Dixon, 2009), *Fundamentals of Vehicle Dynamics* (Gillespie, 1992), entre outros. Somente com um embasamento teórico profundo sobre o tema é possível propor soluções que irão atender as demandas solicitadas.

Portanto, a etapa de pesquisa e observações foi de caráter decisivo para o sucesso do projeto. Nesse contexto, o Benchmarking também foi extremamente importante. Foram trocadas informações com diversas outras equipes de competição e preparada uma documentação prévia com informações importantes e problemas que poderiam surgir durante o desenvolvimento do projeto.

3.2 Definição dos requerimentos técnicos de desempenho

Foram definidos os intervalos de trabalho e medidas principais dos parâmetros geométricos de projeto. O modelo escolhido foi o *Double Wishbone*, amplamente utilizado em veículos de corrida. Esse modelo possui como principais características a presença de duas bandejas que a fixação da manga de eixo no chassi, possibilidade de ajuste de parâmetros estáticos como *Camber*, *Cáster* e *Convergência* de acordo com as particularidades da pista. Também vale ressaltar que em comparação com o modelo de suspensão *MacPherson* (caracterizado pela presença de uma única bandeja e amortecedor diretamente acoplado à manga de eixo), o modelo escolhido necessita de menos espaço vertical para acomodar os componentes mecânicos. Consequentemente, a altura do carro em relação ao solo pode ser menor quando comparado à *MacPherson*, possibilitando um centro de gravidade mais baixo e maior estabilidade.

As Tabelas 3.1 e 3.2 apresentam os parâmetros geométricos, parâmetros de material e de inércia considerados na etapa preliminar, em conjunto com os intervalos pré-definidos para suas variações desejadas durante o curso total de suspensão.

Tabela 3.1 – Parâmetros geométricos iniciais e intervalos pré-definidos.

Parâmetros geométricos	Valor estático	Intervalo/ Objetivo
Entre eixos	1570 (mm)	-
Bitola dianteira/bitola traseira	1218/1180 (mm)	
Altura do ponto mais baixo do assoalho em relação ao solo	0,1 (m)	-
Curso de suspensão	50 (mm)	[-25; 25] / Variação mínima desejada
Altura estimada CG	240 (mm)	-
<i>Kingpin</i> dianteiro	4 (°)	[3; 7] / Minimizar variação
<i>Cáster</i> dianteiro	6 (°)	[5; 8] / Minimizar variação
<i>Câmb</i> er estático dianteiro e traseiro	-2 (°)	[-5; 0] / Minimizar variação
Convergência dianteira	1 (°)	[-1; 2] / Minimizar variação
Dimensões de pneu	20.5x7x13 (pol)	-
<i>Anti-dive</i> dianteiro	20 (%)	[10; 40] / Minimizar variação

Fonte: Autor (2023)

Tabela 3.2 – Parâmetros de inércia e material.

Parâmetros	Valor
Distribuição de peso [Dianteira:Traseira]	48:52 (%)
Rigidez de pneu	150 (N/mm)
Rigidez de mola	96,32 (N/mm)
Massa suspensa	150 (kg)
Distribuição do Momento de Rolagem [Dianteira:Traseira]	48:52 (%)

Fonte: Autor (2023)

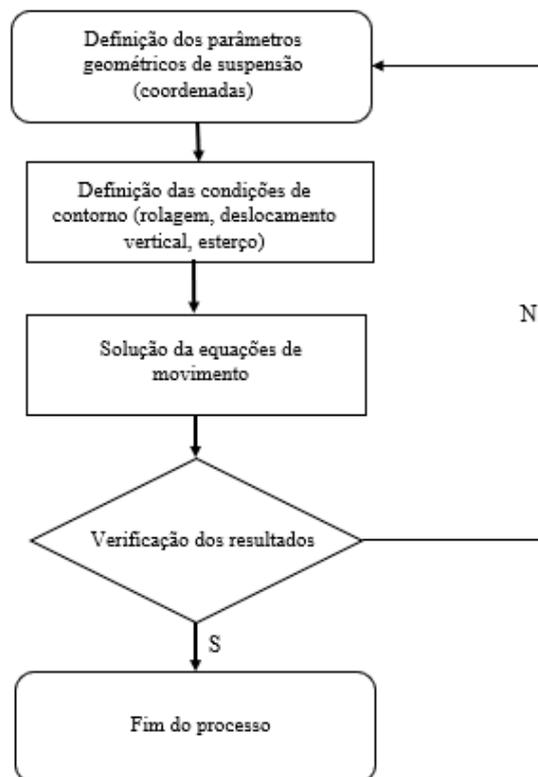
Utilizando as equações apresentadas na Seção 2.12 e os dados apresentados, foram calculadas as cargas, momentos, rigidezes, frequências e deslocamentos.

3.3 Esboços iniciais e análise cinemática

Nessa etapa foram realizados os esboços iniciais em CAD levando em consideração os requisitos técnicos e cálculos realizados na etapa anterior, em paralelo com análises cinemáticas do sistema, utilizando o software de análise de suspensões veiculares “*Lotus Suspension Analysis*” (licença estudantil). Através dele é possível obter as variações de todos os ângulos da suspensão nas situações de rolagem, esterçamento e movimento vertical.

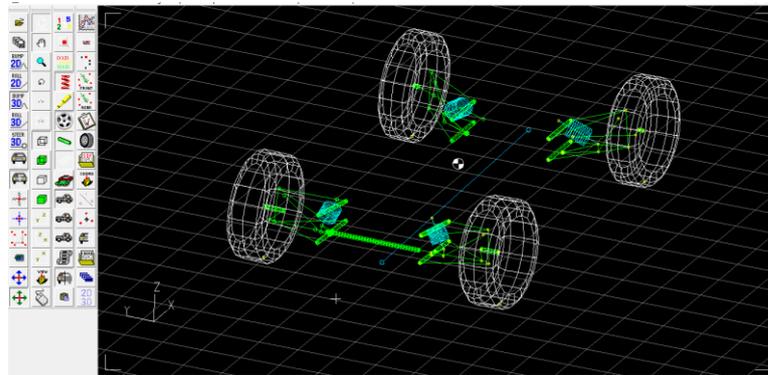
O processo iterativo realizado no software consistiu na alteração dos pontos de articulação do sistema de suspensão, simultaneamente com a análise de resultados, conforme indicado na Figura 3.1. Esse processo foi executado até que todos os parâmetros geométricos se estabelecessem dentro dos intervalos definidos na Tabela 3.1. Para isso, o software permite a alteração das coordenadas de todos os *hardpoints* da suspensão e geração de relatório e gráficos para avaliação. Os *hardpoints* correspondem a todos os pontos de fixação da suspensão no chassi e manga de eixo, também incluindo as coordenadas de fixação do braço de direção na manga de eixo. A Figura 3.2 apresenta a interface gráfica do software utilizado para a análise cinemática.

Figura 3.1 – Processo iterativo realizado no software “*Lotus Suspension Analysis*”.



Fonte: Autor (2023)

Figura 3.2 – Interface gráfica do software “*Lotus Suspension Analysis*”.



Fonte: *Lotus Engineering*

Em paralelo com a análise cinemática, foram conduzidos os projetos em ambiente CAD, com uso do software “*Solidworks*” (licença estudantil). Dessa forma, é possível ter uma melhor orientação do espaço disponível para a acomodação de todos os componentes da suspensão e também ter uma visualização mais próxima da realidade de como o sistema irá se comportar.

Mesmo com o uso de um software próprio para análise cinemática, como o *Lotus Suspension Analysis*, foram realizadas análises cinemáticas também no próprio software de CAD, de modo a detectar possíveis interferências ou proximidades que poderiam levar à problemas durante a manufatura.

É importante ressaltar que embora o trabalho seja focado na análise cinemática de suspensão, foram feitas suposições dinâmicas que culminaram na definição da geometria de suspensão, sendo elas: braços de suspensão sujeitos somente à forças trativas e compressivas, alinhamento de forças atuando somente no plano do *cáster* de suspensão dianteira e adoção de cisalhamento duplo em todas as fixações.

3.4 Concepção básica

Nessa etapa foi proposto um modelo de suspensão dianteiro e traseiro que atende aos critérios e requisitos iniciais definidos. Foi realizado o projeto de todos os componentes em CAD e detalhamento de fabricação dos componentes mecânicos, levando em consideração a análise cinemática realizada e os esforços nos componentes, processos de fabricação e materiais os quais a equipe tem à disposição. Em seguida foi feita uma análise de custos das soluções possíveis para as os componentes mecânicos e manufatura completa do sistema de suspensão dianteiro e traseiro do protótipo.

4 Resultados e discussão

4.1 Parâmetros iniciais

A partir do preenchimento da Tabela 3.1 e 3.2 com parâmetros conhecidos e estimativas de projeto, foi possível preencher a Tabela 4.2 e 4.3 com os valores de cargas, momentos, rigidezes, frequências e deslocamentos. Vale ressaltar que os cálculos foram realizados em conjunto com as etapas de CAD e análise cinemática.

Tabela 4.1 - Dados do projeto para cálculo de rigidez e frequências naturais de suspensão.

Parâmetro	Valor
Massa suspensa	150 (kg)
Distância perpendicular do centro de massa para o eixo de rolagem	0,154 (m)
Altura do ponto mais baixo do assoalho em relação ao piso	0,1 (m)
Distribuição de peso dianteiro	0,48 % (adimensional)
Distribuição de peso traseiro	0,52 % (adimensional)
Distribuição do momento de rolagem	48% : 52 %
Bitola dianteira	1,218 (m)
Bitola traseira	1,185 (m)
Rigidez de pneu	150 (N/mm)
Rigidez de mola	96,32 (N/mm)
<i>Downforce</i>	0 (N)

Fonte: Autor (2023)

Para a Tabela 4.1, foi considerada uma massa suspensa de 150 kg, com base em dados anteriores da equipe. Os parâmetros foram estimados através do CAD. Foi assumido que o carro possui uma distribuição de peso 48:52 com piloto, ou seja, 48% do peso do veículo no eixo dianteiro e 52% no eixo traseiro. Os valores de bitola dianteira e traseira foram assumidos com base no regulamento e estimativas iniciais para acomodação dos componentes da suspensão, sendo a bitola traseira menor do que a dianteira. Para tal decisão, foi levado em conta que os circuitos das provas do Formula SAE possuem inúmeros cones, então é necessário que a bitola traseira seja menor do que a bitola dianteira. A rigidez de pneu é a especificada pelo fabricante Hoosier Tires, enquanto que a rigidez de mola é a especificada pelo fabricante do amortecedor escolhido para o projeto. O *Downforce* foi desprezado pois o protótipo não conta com pacotes aerodinâmicos. A Tabela 4.2 e 4.3 apresentam os resultados encontrados a partir das equações descritas na Seção 2.12:

Tabela 4.2 – Parâmetros de carga da suspensão dianteira.

Parâmetro	Valor
Momento de rolagem total	339,92 (N.m)
Momento de rolagem no eixo dianteiro	163,16 (N.m)
Transferência lateral de carga	133,96 (N)
Rigidez efetiva de suspensão	8930,48 (N/m)
Rigidez total eixo dianteiro	9495,83 (N/m)
Frequência natural de massa suspensa	2,51 (Hz)
Deflexão estática de mola	11,32 (mm)
Razão de instalação dianteira	3,3
Deslocamento inicial da roda dianteira	37,38 (mm)

Fonte: Autor (2023)

Tabela 4.3 – Parâmetros de carga suspensão traseira.

Parâmetro	Valor
Momento de rolagem total	339,92 (N.m)
Momento de rolagem no eixo traseiro	176,16 (N.m)
Transferência lateral de carga	149,16 (N.m)
Rigidez efetiva de suspensão	9944,11 (N/m)
Rigidez total eixo traseiro	10650,15 (N/m)
Frequência natural de massa suspensa	2,63 (Hz)
Deflexão estática de mola	9,65 (mm)
Razão de instalação traseira	3,7
Deslocamento inicial da roda traseira	35,73 (mm)

Fonte: Autor (2023)

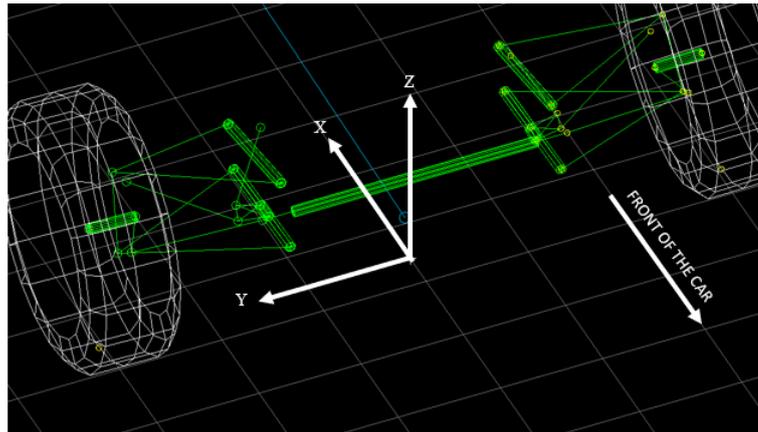
Os valores de razão de instalação foram obtidos através dos resultados de deslocamento vertical de roda e compressão de mola através do CAD da suspensão. É possível observar pelos resultados que os valores de rigidez para a suspensão traseira são mais elevados, e isso se deve ao fato de que a distribuição de peso implica em um centro de massa mais deslocado para a traseira do que para a dianteira do veículo. Dessa forma, é necessário que a suspensão traseira seja mais rígida.

Ademais, vale ressaltar que os valores de frequências naturais encontrados estão dentro dos valores encontrados para veículos de FSAE, em que são mencionados valores de 2,5 a 3,5 Hz, com valores para traseira de 0,2-0,4 Hz mais elevados do que a dianteira (Seward,2009).

Em conjunto com a etapa de cálculo, também foram desenvolvidas as análises cinemáticas e projeto assistido por computador. Foi realizado um processo iterativo entre

análise cinemática e projeto assistido, até que fosse obtido um comportamento aceitável de parâmetros cinemáticos em conjunto com componentes mecânicos manufaturáveis. Nas Tabelas 4.4 e 4.5 são apresentadas as coordenadas finais da suspensão dianteira e traseira, e na Figura 4.1 se encontra a origem do sistema de coordenadas do veículo, localizado na altura do solo e no centro da bitola dianteira.

Figura 4.1 – Sistema de coordenadas do veículo.



Fonte: Autor (2023)

Tabela 4.4 – Coordenadas dos pontos da suspensão dianteira.

Componente/conexão	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Pivô frontal braço inferior	-145	265	197
Pivô traseiro braço inferior	165	265	187
Pivô manga de eixo inferior	-7	553	195
Pivô frontal braço superior	-136	265	333
Pivô traseiro braço superior	163	265	288
Pivô manga de eixo superior	12	539	359
Haste em tração superior	17	513	326
Haste em tração inferior	1.07	316	184
Pivô braço de direção interno	-70	545	231
Pivô braço de direção externo	-98	298	239
Amortecedor/Chassi	23	244	355
Amortecedor/Balancim	6	314	215
Centro de roda	0	609	260
1º ponto eixo de rotação do balancim	-16	262	187
2º ponto eixo de rotação do balancim	21	264	191

Fonte: Autor (2023)

Tabela 4.5 – Coordenadas dos pontos da suspensão traseira.

Componente/conexão	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
Pivô frontal braço inferior	1265	249	164
Pivô traseiro braço inferior	1505	249	164
Pivô manga de eixo inferior	1570	514	160
Pivô frontal braço superior	1265	249	271
Pivô traseiro braço superior	1505	249	271
Pivô manga de eixo superior	1569	502	348
Haste em tração superior	1550	472	307
Haste em tração inferior	1495	396	144
Pivô braço de direção interno	1636	520	198
Pivô braço de direção externo	1565	230	160
Amortecedor/Chassi	1425	235	297
Amortecedor/Balancim	1496	395	182
Centro de roda	1570	590	260
1° ponto eixo de rotação do balancim	1415	262	141
2° ponto eixo de rotação do balancim	1428	264	139

Fonte: Autor (2023)

Na Tabela 4.6, tem-se os valores para as coordenadas do centro de rolagem dianteiro e centro de rolagem traseiro:

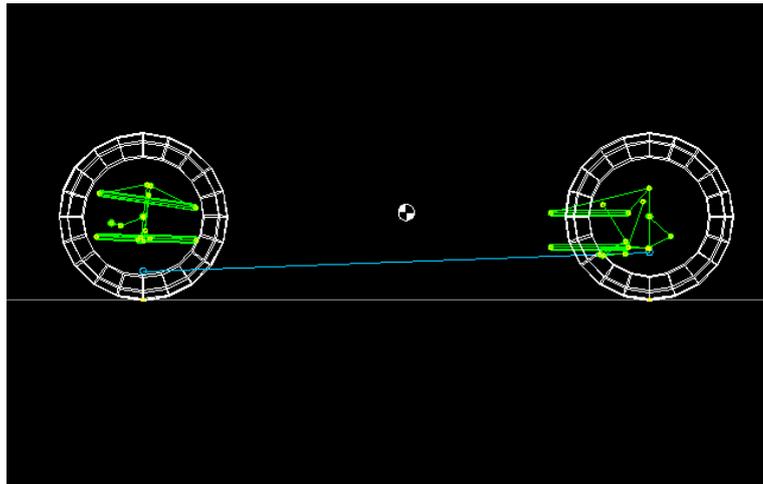
Tabela 4.6 – Alturas do centro de rolagem dianteiro e traseiro.

Parâmetro	Z (mm)
Centro de rolagem dianteiro	90
Centro de rolagem traseiro	149

Fonte: Autor (2023)

Infere-se que a altura do centro de rolagem traseiro é 59 mm maior do que a altura do centro de rolagem dianteiro, o que irá resultar em um eixo de rolagem inclinado. Essa inclinação fará com que os momentos gerados pelo fenômeno de rolagem sejam resistidos de forma diferente pela suspensão dianteira e suspensão traseira. A Figura 4.2 apresenta o eixo de rolagem inclinado do veículo (representado pela linha azul).

Figura 4.2 – Eixo de rolagem do veículo.



Fonte: Autor (2023)

As Tabelas 4.7 e 4.8 apresentam os resultados obtidos para os parâmetros geométricos estáticos da suspensão dianteira e suspensão traseira, após as simulações. Simultaneamente com as coordenadas de suspensão dianteira e traseira, representam as entradas para as simulações.

Tabela 4.7 – Parâmetros estáticos suspensão dianteira.

Parâmetro	Ângulo (°)
Câmbor	-2
Convergência	1
Cáster	6,61
Kingpin	4,88

Fonte: Autor (2022)

Tabela 4.8 – Parâmetros estáticos suspensão traseira.

Parâmetro	Ângulo (°)
Câmbor	-2
Convergência	1
Cáster	-0,35
Kingpin	3,65

Fonte: Autor (2022)

As variações dos parâmetros geométricos diante dos cenários de interesse foram analisadas e são apresentadas nas Seções 4.2, 4.3 e 4.4.

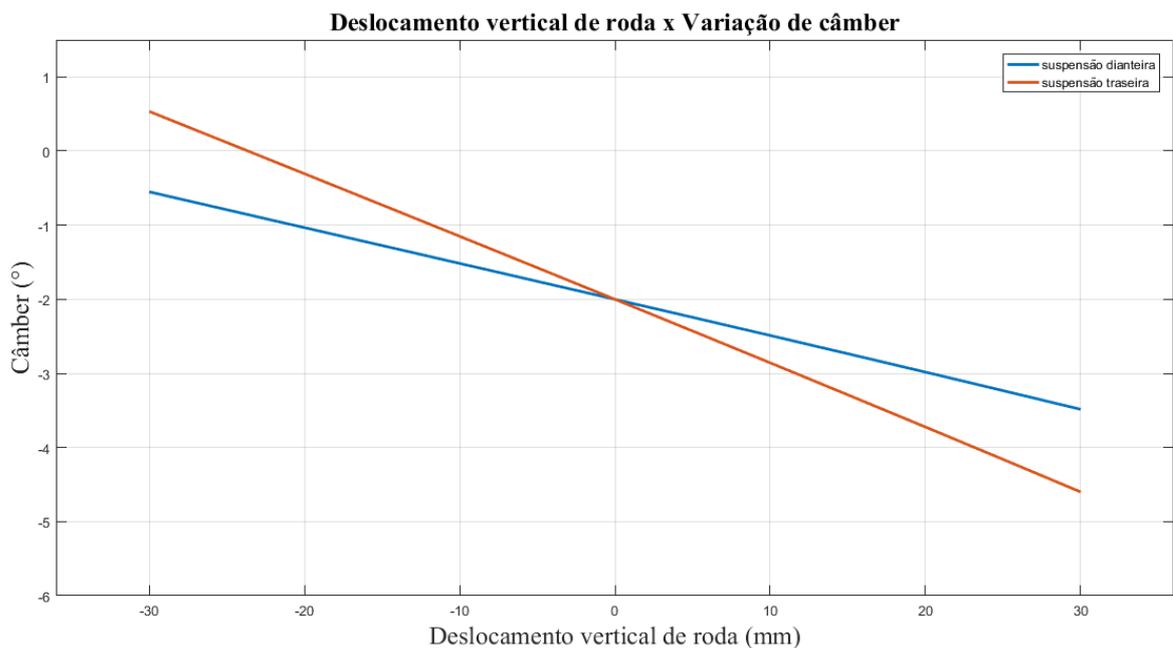
É importante mencionar que cada variação de parâmetro estático é influenciado por cada mudança de valores de coordenadas. Por exemplo, para ajuste de variações de *câmbor*

indesejadas, pode-se alterar o comprimento do braço superior de suspensão (ângulo de *Kingpin*), enquanto para variações de ângulo de convergência indesejadas, deve-se alterar as coordenadas do ponto de fixação do braço de direção na manga de eixo.

4.2 Variação de *Câmb*er

A Figura 4.3 apresenta o comportamento do ângulo de *câmb*er em função do Deslocamento vertical de roda:

Figura 4.3 – Deslocamento vertical de roda x Variação de *Câmb*er.



Fonte: Autor (2023)

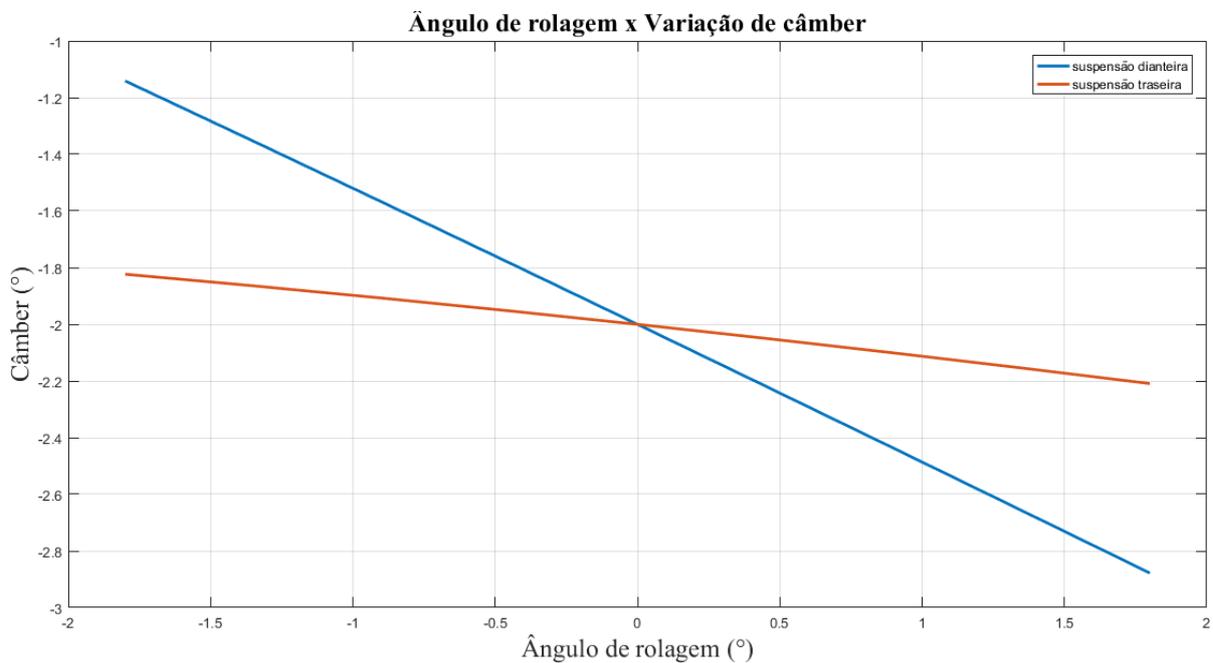
Para essa simulação foi considerado um deslocamento vertical de roda de 60mm e *câmb*er estático de -2° . É possível perceber que a suspensão traseira possui uma variação de cambagem maior do que a suspensão dianteira, fato que já era esperado devido ao comprimento dos braços traseiros serem menores do que os braços dianteiros, proporcionando assim uma maior variação de cambagem ao longo do curso. Enquanto a suspensão dianteira sofreu $2,93^\circ$ de variação de *câmb*er, a suspensão traseira sofreu 4° , representando uma diferença de 38,5%.

O comportamento da Figura 4.3 corresponde com o esperado e desejável, uma vez que para um deslocamento positivo da roda, o ângulo de *câmb*er sofre uma redução. Também é interessante notar que as variações de cambagem para a suspensão frontal se mantiveram negativas durante todo o curso, cumprindo com o objetivo estabelecido na etapa de

requerimentos técnicos de desempenho. É importante que a roda dianteira externa à curva nunca assuma *câmb*er positivo, uma vez que ela sofre acréscimo de carga devido a transferência lateral de carga. Em relação à suspensão traseira, em sua maior parte, os valores de *câmb*er também se mantiveram negativos, assumindo um valor positivo somente após os -23mm de curso, e atingindo um máximo de $0,54^\circ$ aos -30mm de curso.

A Figura 4.4 apresenta os resultados para a variação de *câmb*er em função da rolagem. Para a simulação foi adotada uma variação de ângulo de rolagem de $-1,8^\circ$ a $1,8^\circ$.

Figura 4.4 – Ângulo de rolagem x Variação de *câmb*er.

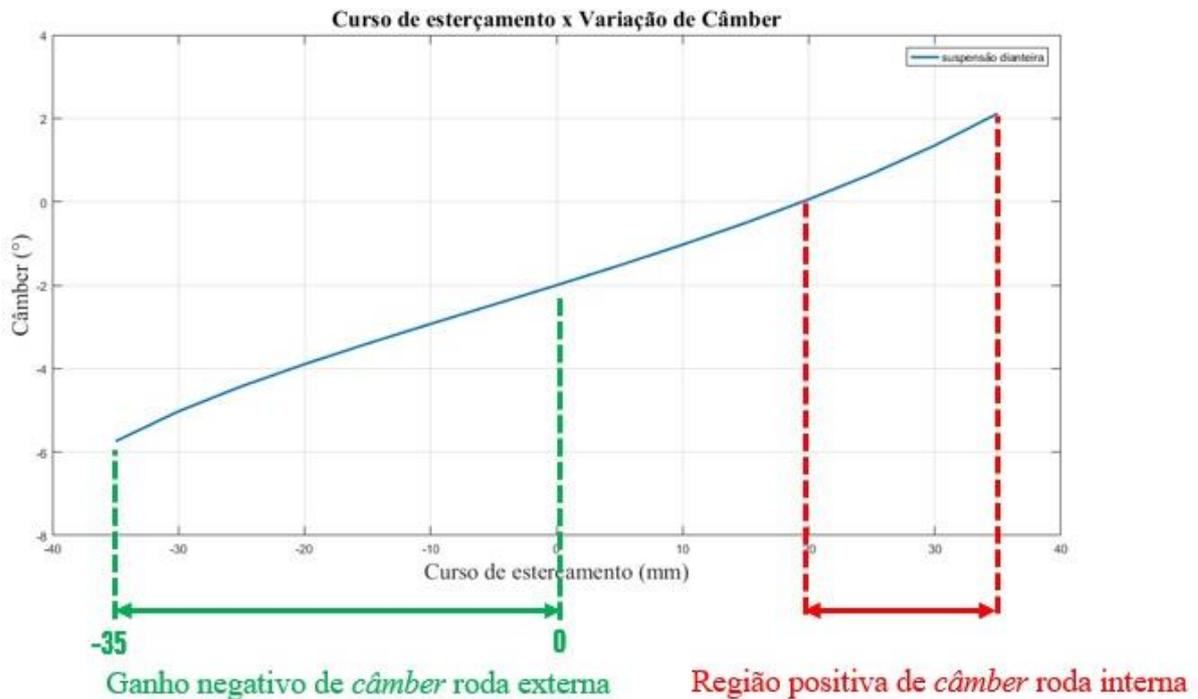


Fonte: Autor (2023)

Pode-se perceber que a variação de *câmb*er dianteiro durante a rolagem é maior do que a variação de *câmb*er traseiro. Na suspensão traseira tem-se $0,44^\circ$ de variação, enquanto que na dianteira têm-se $1,46^\circ$. Tal diferença pode ser explicada pela diferença entre as geometrias de suspensão dianteira e traseira, e também pelo fato do centro de rolagem dianteiro possuir uma altura estática menor do que o centro de rolagem traseiro.

A Figura 4.5 apresenta a variação de cambagem em função do ângulo de esterçamento da roda. Para a simulação, foi adotado o curso de cremalheira da caixa de direção da equipe, correspondente a 70mm:

Figura 4.5 – Curso de esterçamento x Variação de *câmb*er.



Fonte: Autor (2023)

Pode-se perceber que diferentemente das curvas apresentadas anteriormente, a Figura 4.5 apresenta um comportamento não linear de variação de câmb em função do ângulo de esterçamento. Em grande parte do curso de esterçamento, o câmb se mantém negativo, assumindo valor positivo após valor de +20 mm para curso de cremalheira. Entretanto, esse valor positivo corresponde à roda interna a curva, a qual sofre decréscimo de carga devido à transferência de carga lateral. A roda externa à curva, a qual sofre acréscimo de carga, mantém valores negativo de câmb durante todo o esterçamento, sendo assim pode-se afirmar que o objetivo inicial para a variação de cambagem durante todas as situações foi atingido.

A Tabela 4.9 apresenta os resultados de curso de esterçamento, ângulo de esterçamento, câmb, porcentagem Ackermann de direção e raio de curva.

Tabela 4.9 – Parâmetros durante o curso de esterçamento.

Curso (mm)	Ângulo roda direita (°)	Ângulo roda esquerda (°)	<i>Câmbor</i> direito (°)	<i>Câmbor</i> esquerdo (°)	Ackermann (%)	Raio de curva (mm)
-35	36.39	-29.09	-5.74	2.12	-50.09	2507.60
-30	30.15	-24.7	-5.02	1.35	-53.07	3096.82
-25	24.57	-20.38	-4.43	0.67	-60.64	3878.72
-20	19.41	-16.10	-3.89	0.06	-76.74	5009.74
-15	14.55	-11.85	-3.40	-0.50	-113.49	6852.78
-10	9.90	-7.59	-2.93	-1.03	-220.64	10519.83
-5	5.39	-3.32	-2.47	-1.52	-803.47	22124.63
0	1.00	1.00	-2.00	-2.00	-50.09	91090.3
5	-3.32	5.39	-1.52	-2.47	-803.47	22124.63
10	-7.59	9.90	-1.03	-2.93	-220.64	10519.83
15	-11.85	14.55	-0.50	-3.4	-113.49	6852.78
20	-16.10	19.41	0.06	-3.89	-76.74	5009.74
25	-20.38	24.57	0.67	-4.43	-60.64	3878.72
30	-24.70	30.15	1.35	-5.02	-53.07	3096.82
35	-29.09	36.39	2.12	-5.74	-50.09	2507.60

Fonte: Autor (2023)

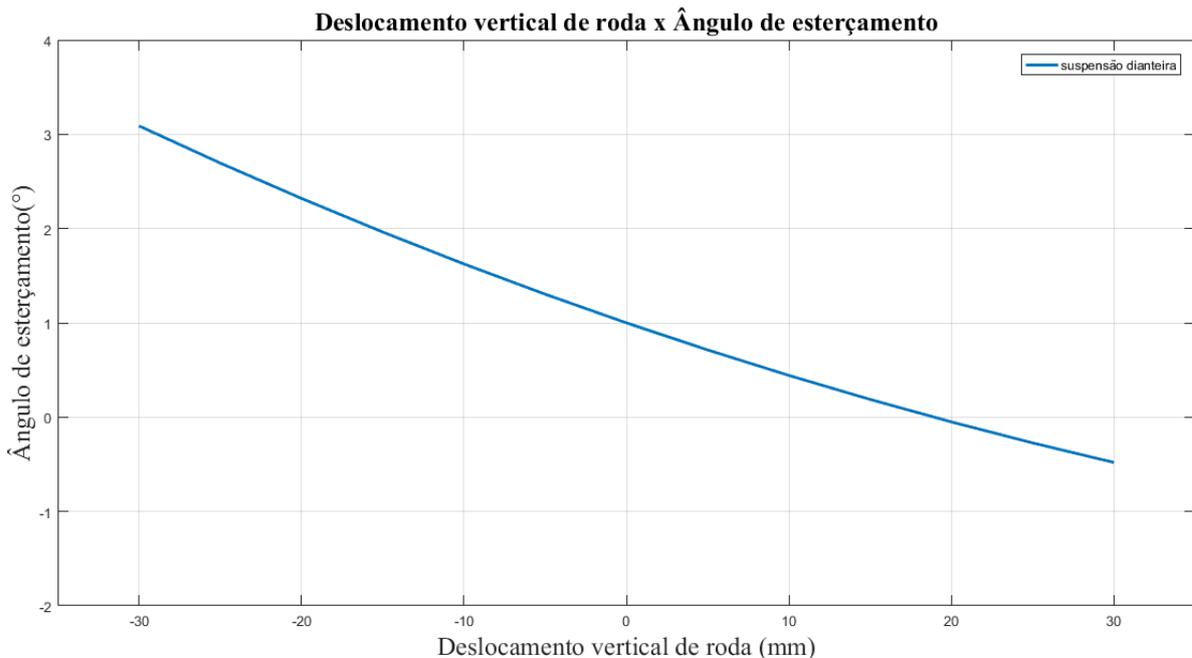
A partir da Tabela 4.9 pode-se ter muitas informações sobre o comportamento do veículo em curvas. As coordenadas de suspensão dianteira fornecem uma geometria Anti-Ackermann, a qual a roda externa sofre um ângulo de esterçamento maior do que a roda interna. Tal geometria de direção faz com que uma das rodas se arraste durante o esterçamento. Carros de passeio utilizam uma geometria Ackermann, em que a roda interna sofre um ângulo de esterçamento maior do que a roda externa. Enquanto isso, carros de competição podem utilizar a direção Anti-Ackermann, uma vez que a roda externa á curva é a mais carregada em termos de forças, conseqüentemente gerando mais atrito e possibilitando um raio de curva mais fechado. Também é possível perceber a variação da porcentagem Anti-Ackermann de direção ao longo do curso de esterçamento, possuindo um comportamento progressivo desde a posição estática até o esterçamento máximo.

Pode-se inferir também que o raio de curva mínimo fornecido pelas coordenadas de suspensão adotadas é de 2507,6 mm, sendo menor do que o raio de curva mínimo das provas da competição de Formula SAE, de 3000 mm. Portanto, mais um requerimento técnico de desempenho foi cumprido.

4.3 Variação do ângulo de esterçamento de roda

A Figura 4.6 apresenta o comportamento do ângulo de esterçamento de roda dianteiro em função do deslocamento vertical de roda:

Figura 4.6 – Deslocamento vertical de roda x Ângulo de esterçamento.



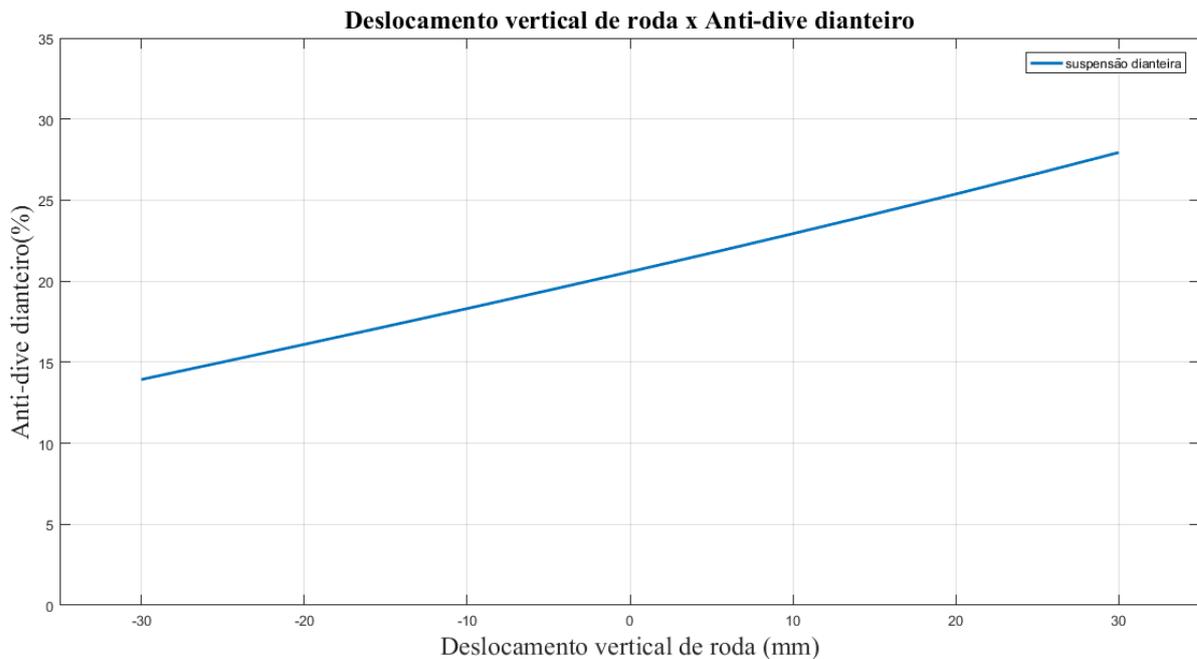
Fonte: Autor (2023)

Pode-se perceber através da Figura 4.6 que o deslocamento vertical de roda irá resultar em uma variação de $3,5^\circ$ no ângulo de esterçamento, ou seja, as rodas se tornam divergentes com a aproximação do chassi em relação ao solo. Tal fenômeno é chamado de “Bump Steer”, ocasionado pelo fato do braço de direção não convergir para o mesmo centro de rolagem dos braços de suspensão. Dessa forma, o braço de direção será rotacionado em torno de um centro de rolagem diferente do restante da suspensão ao longo do curso, resultando em esterço. Para extinguir a influência do deslocamento vertical de roda durante o esterçamento, é necessária uma mudança de geometria de direção, fazendo com que o braço de direção tenha o mesmo centro de rolagem dos braços de suspensão. Contudo, diante do objetivo do presente trabalho, essa mudança será considerada para trabalhos futuros

4.4 Variação do *Anti-dive*

A Figura 4.7 apresenta o comportamento do *Anti-dive* dianteiro em função do deslocamento vertical de roda:

Figura 4.7 – Deslocamento vertical de roda x *Anti-dive* dianteiro.



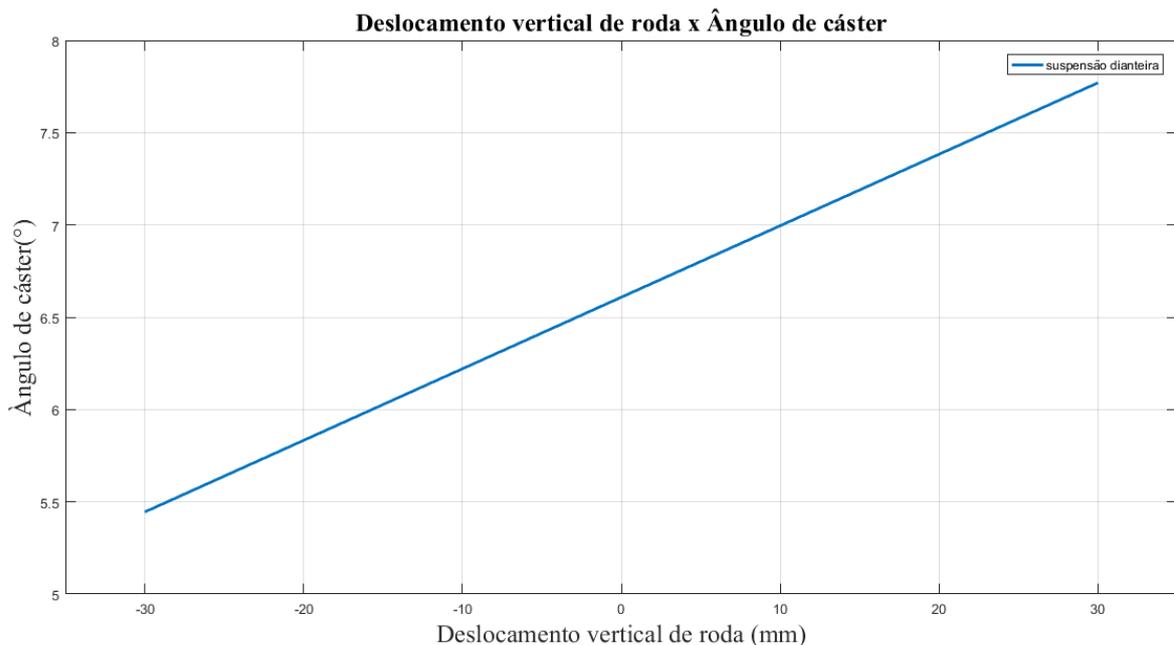
Fonte: Autor (2023)

A Figura 4.7 apresenta o comportamento do *Anti-dive* dianteiro em função do deslocamento vertical de roda, em que foi obtida uma variação de 14% ao longo do curso de suspensão, com adoção de um anti-dive de 20,58% em compressão estática de mola. É esperado que essa característica da suspensão dianteira induza a um acréscimo de tensão nos braços dianteiros, visto que o *Anti-dive* faz com que o veículo “mergulhe” menos durante situações de frenagem a partir da absorção da tendência ao movimento pelos braços de suspensão.

4.5 Variação de Cáster

A Figura 4.8 apresenta o comportamento do ângulo de *cáster* dianteiro em função do deslocamento vertical de roda:

Figura 4.8 – Deslocamento vertical de roda x Ângulo de *cáster*.



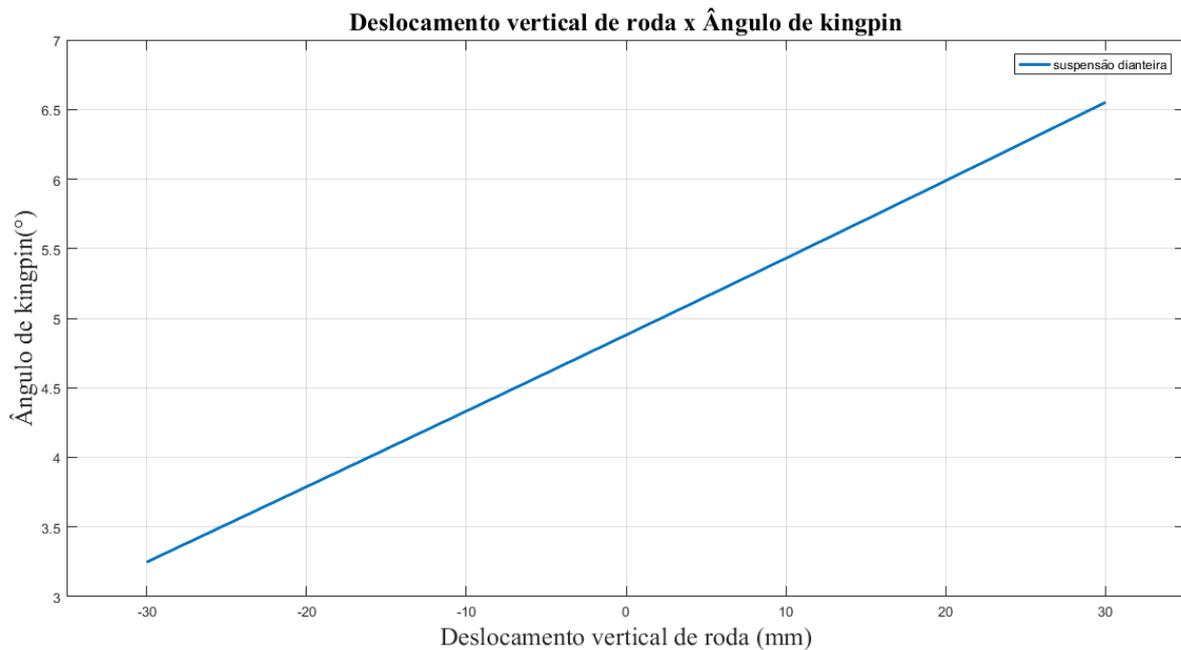
Fonte: Autor (2023)

A Figura 4.8 apresenta o comportamento do ângulo de *cáster* dianteiro em função do deslocamento vertical de roda, em que foi obtida uma variação de $2,32^\circ$ ao longo do curso de suspensão, com adoção de um *cáster* de $6,61^\circ$ em compressão estática de mola. Um dos pontos negativos do *caster* é que, quanto maior o *Cáster*, maior será o esforço necessário no volante para esterçar a roda. A justificativa desse comportamento é a proporcionalidade entre o torque auto-alinhante e o *cáster*. Além disso, esperado que o *cáster* e o *Kingpin* gerem ganho de *câmbor* em curva, uma vez que o eixo de esterçamento das rodas se encontrará inclinado.

4.6 Variação de Kingpin

A Figura 4.9 apresenta o comportamento do ângulo de *kingpin* dianteiro em função do deslocamento vertical de roda:

Figura 4.9 – Deslocamento vertical de roda x Ângulo de *Kingpin*.



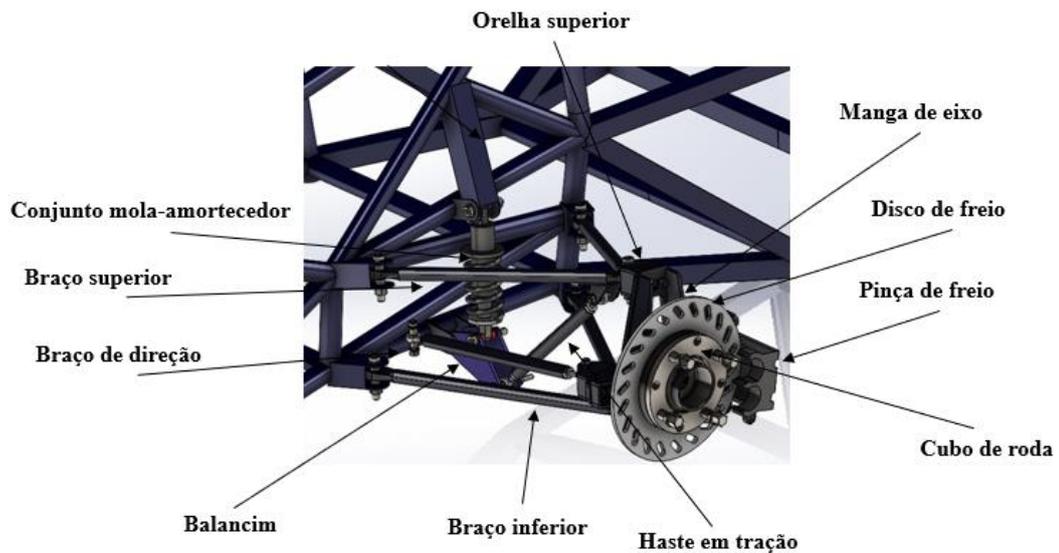
Fonte: Autor (2023)

A Figura 4.9 apresenta o comportamento do ângulo de *kingpin* dianteiro em função do deslocamento vertical de roda, em que foi obtida uma variação de $3,3^\circ$ ao longo do curso de suspensão, com adoção de um *kingpin* de $4,88^\circ$ em compressão estática de mola. Caso a roda se mova em torno do eixo de esterçamento com *kingpin*, ela não se moverá apenas para direita ou esquerda, como em um eixo de esterçamento sem inclinação, dessa forma haverá variação de *câmbor* ao longo do esterçamento. O *kingpin* também gera um deslocamento vertical ao esterçar, criando uma tendência de deslocamento vertical de roda, no sentido de adentrar no solo. Obviamente nos casos práticos a roda não pode adentrar no solo, então o carro será levantado ao esterçar as rodas. Isso significa que ter um valor elevado desse parâmetro torna a direção pesada, pois além de esterçar as rodas também será exigida força para “levantar” o carro ao esterçar

4.7 Resultado Final

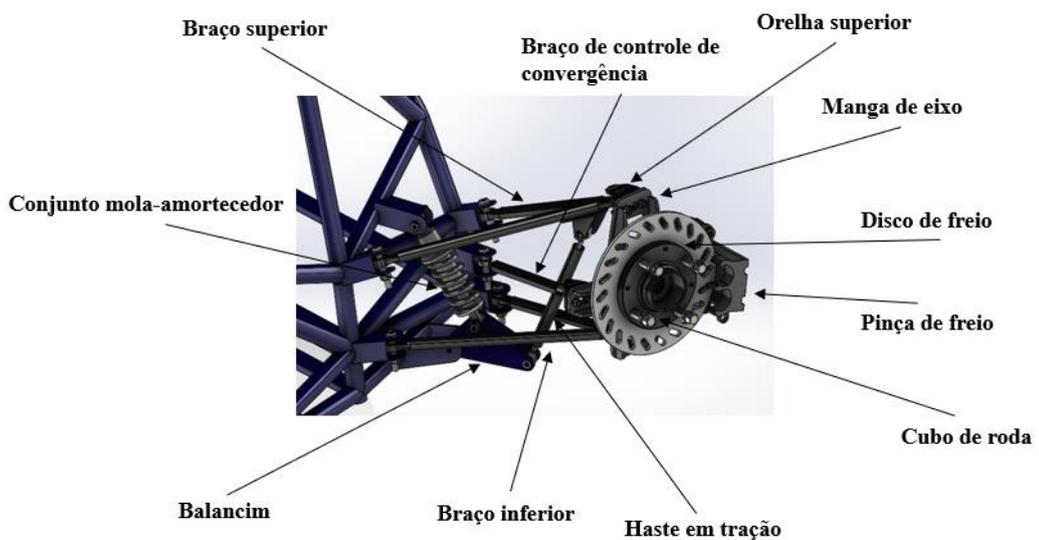
Em conjunto com as análises cinemáticas, foi desenvolvido o projeto mecânico de todos os componentes da suspensão dianteira e traseira, sendo seu resultado final apresentado nas Figuras 4.10 e Figura 4.11:

Figura 4.10 - Suspensão dianteira esquerda.



Fonte: Autor (2023)

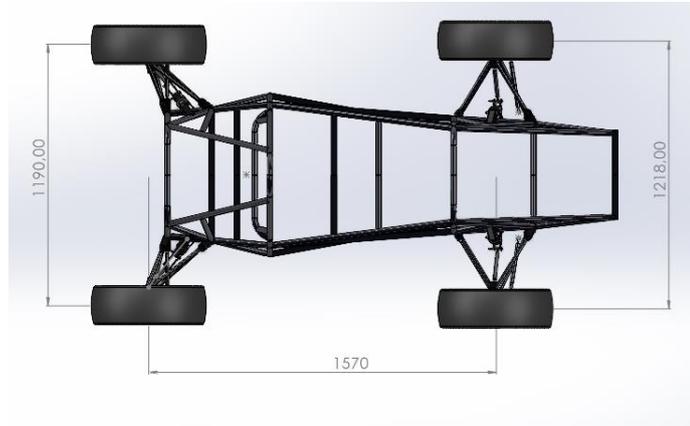
Figura 4.11 – Suspensão traseira esquerda.



Fonte: Autor (2023)

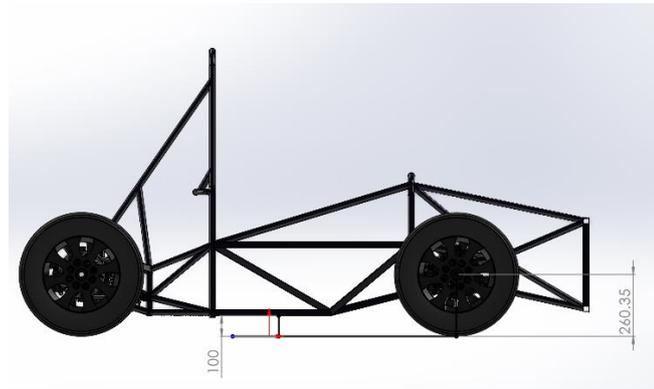
Nas Figuras 4.12 a 4.15 a seguir tem-se as vistas principais do sistema de suspensão integrado ao chassi do veículo:

Figura 4.12 – Vista superior do sistema de suspensão e chassi.



Fonte: Autor (2023)

Figura 4.13 – Vista lateral do sistema de suspensão e chassi.



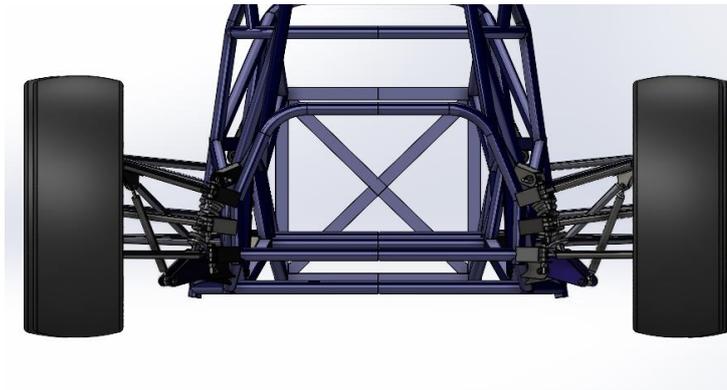
Fonte: Autor (2023)

Figura 4.14 – Vista frontal do sistema de suspensão e chassi.



Fonte: Autor (2023)

Figura 4.15 – Vista traseira da suspensão traseira e chassi.



Fonte: Autor (2023)

Figura 4.16 – Vista isométrica sistema de suspensão e chassi.



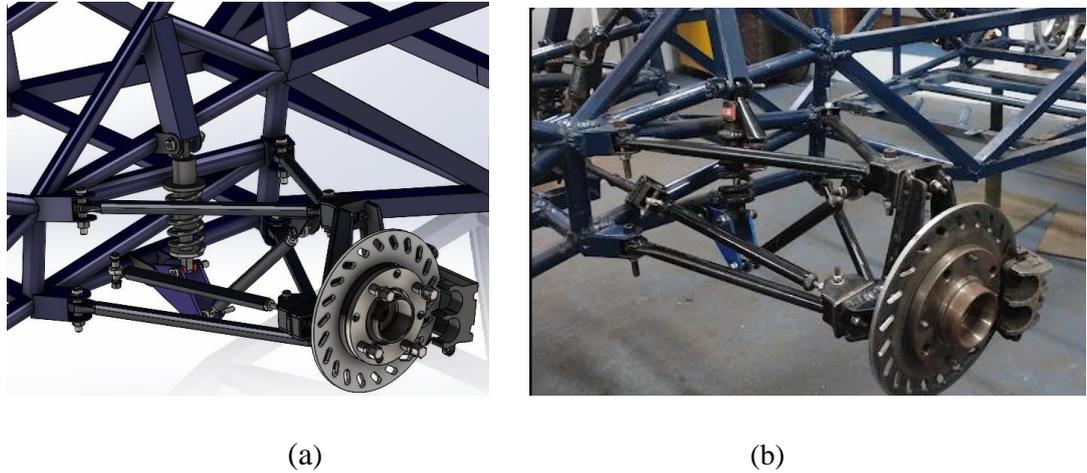
Fonte: Autor (2023)

Pode-se perceber o nível de detalhamento adotado na etapa de projeto mecânico, em que foram desenhados todos os componentes mecânicos do sistema de suspensão, sendo possível verificar e prevenir qualquer tipo de interferência ou impossibilidade de montagem na etapa de manufatura. Inclusive, foi possível estimar o valor de massa do sistema completo de suspensão, sendo esse valor de aproximadamente 76 kg, compondo 34,5% da massa total (220 kg) do veículo sem piloto.

Os processos de fabricação escolhidos foram definidos levando em conta baixo custo e acessibilidade, sendo eles usinagem por torneamento, corte a plasma e solda. Os detalhamentos

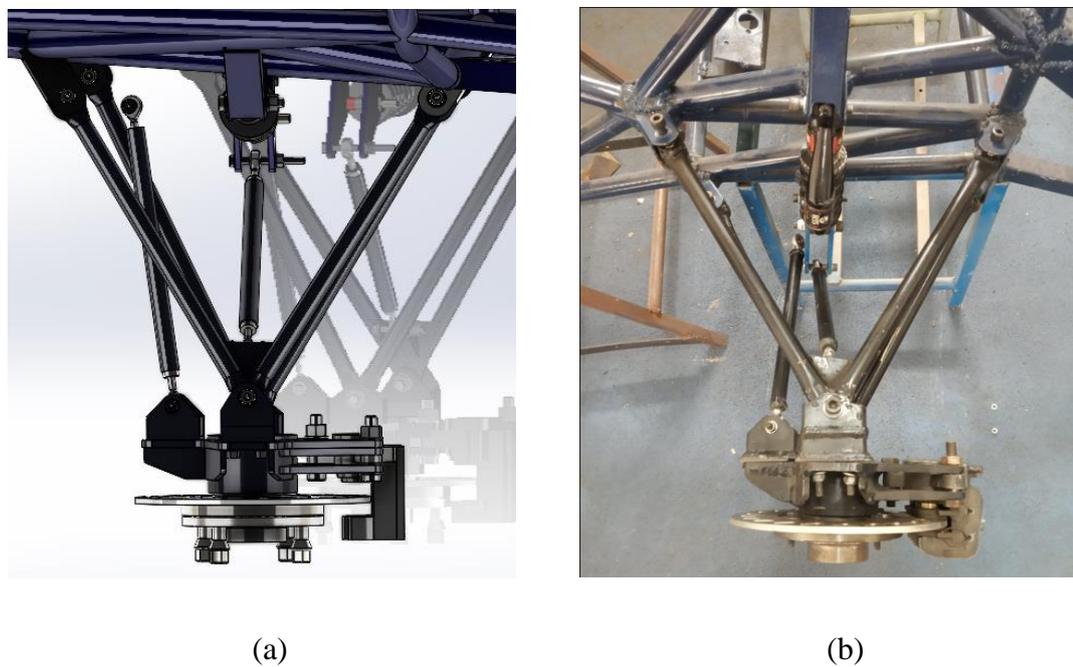
de fabricação estão presentes no Anexo A. Após a finalização do projeto, foram realizados os gabaritos de soldagem e manufatura, sendo o resultado final da etapa de fabricação apresentado nas Figuras 4.17 a 4.23, e comparados com os projetos realizados em CAD.

Figura 4.17 – 1º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão dianteira.



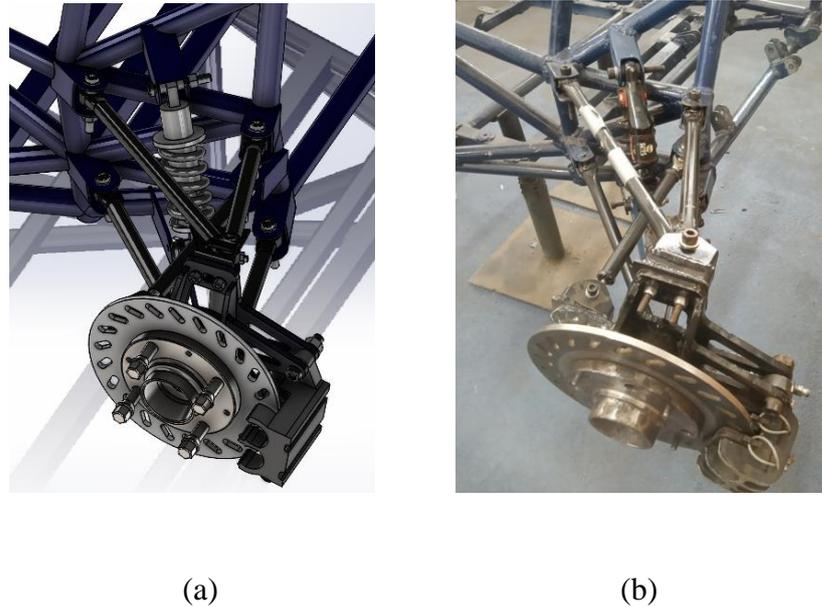
Fonte: Autor (2023)

Figura 4.18 – 2º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão dianteira.



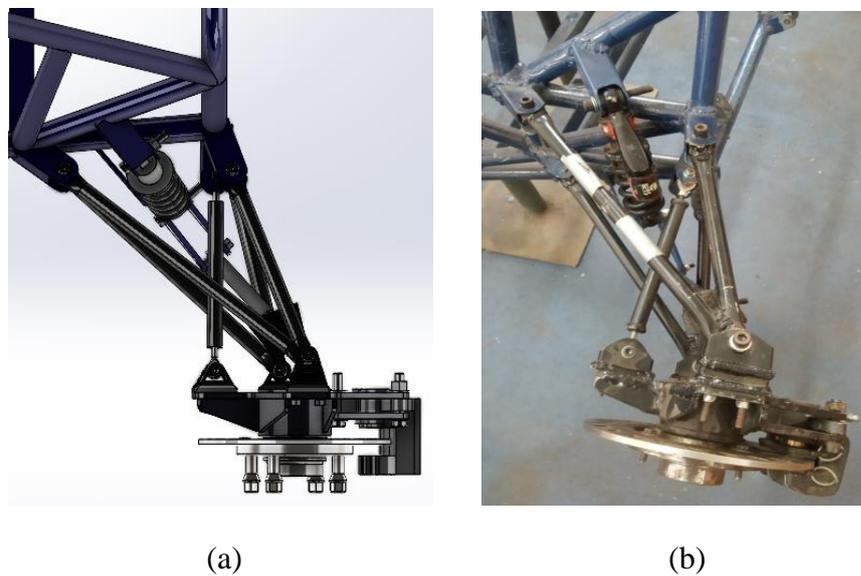
Fonte: Autor (2023)

Figura 4.19 – 1º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão traseira.



Fonte: Autor (2023)

Figura 4.20 – 2º Comparativo CAD-experimental de fabricação da suspensão traseira.

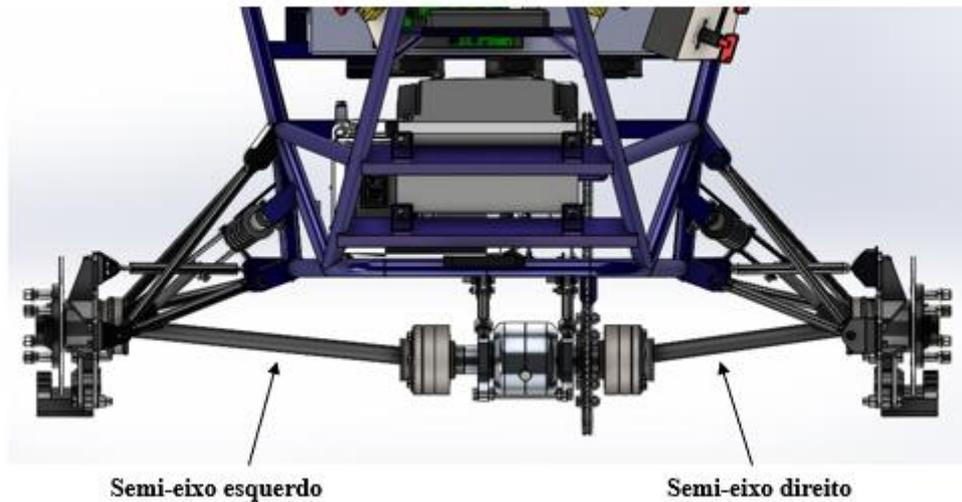


Fonte: Autor (2023)

Comparando a suspensão dianteira e a suspensão traseira, é notável a diferença de espaço disponível para alocação dos componentes mecânicos. Enquanto a suspensão dianteira apresenta um amplo espaço e uma distância considerável entre os seus próprios componentes, a suspensão traseira apresenta uma alta proximidade entre seus componentes, perceptível nas Figuras 4.19 e 4.20. Essa característica do modelo de suspensão traseira deve-se ao fato de

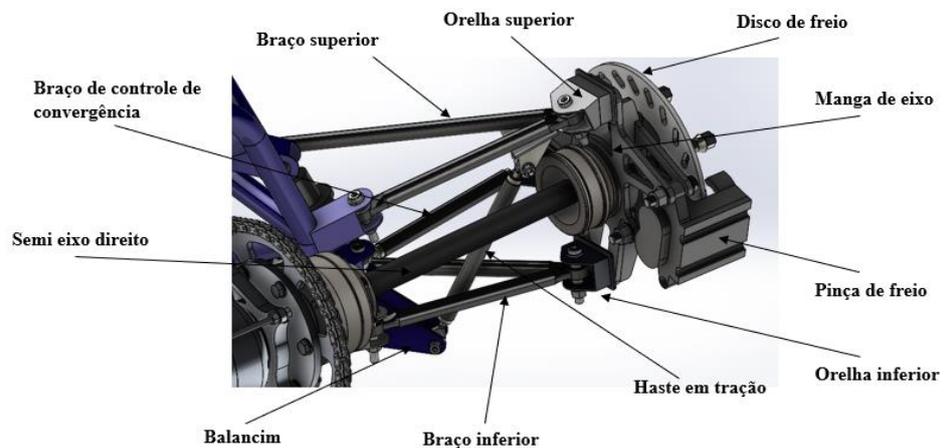
existir um maior número de interações com sistemas vizinhos, com a adição do semi-eixo de transmissão. A suspensão traseira deve permitir a passagem do semi eixo, como apresentado nas Figura 4.21 a 4.23:

Figura 4.21 – Conjunto Transmissão e Suspensão Traseira.



Fonte: Autor (2023)

Figura 4.22 – Semi eixo direito acoplado à manga de eixo direita (CAD).



Fonte: Autor (2023)

Figura 4.23 – Semi eixo acoplado à manga de eixo (Experimental)



Fonte: Autor (2023)

Portanto, a maior dificuldade do projeto de suspensão traseira está relacionada à limitação espacial, devido ao alto número de interações com sistemas alheios. Essa limitação implica num menor número de coordenadas possíveis para alocação dos *hardpoints*, tornando a análise cinemática da suspensão traseira mais complexa e trabalhosa. Diante dos resultados apresentados nas Figuras 4.21 a 4.23, depreende-se que o resultado final foi satisfatório, uma vez que foi possível atingir o comportamento cinemático desejável e uma disposição segura dos componentes de transmissão e suspensão.

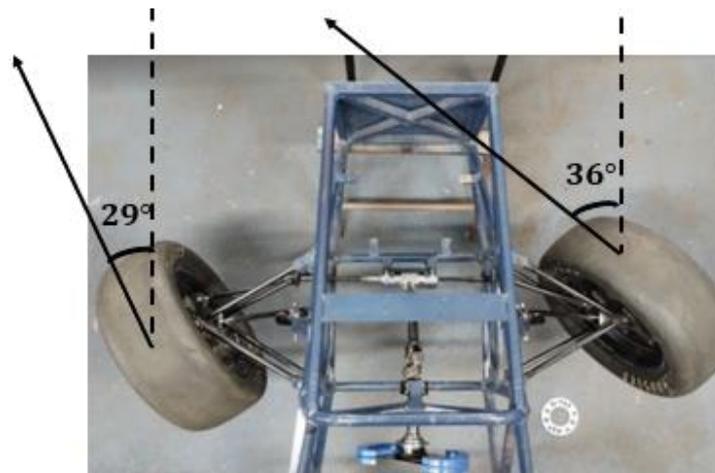
A Figura 4.24 apresenta a vista superior do sistema de suspensão dianteiro e o sistema de direção integrados ao chassi, enquanto a Figura 4.25 apresenta a vista superior do sistema de suspensão dianteiro com as rodas e esterçados em curso máximo de cremalheira, sendo possível perceber que a roda externa à curva possui um ângulo de esterçamento maior do que a roda interna à curva (*Anti-Ackermann*), conforme estabelecido na etapa de análise cinemática.

Figura 4.24 – Vista superior do sistema de suspensão dianteira e sistema de direção.



Fonte: Autor (2023)

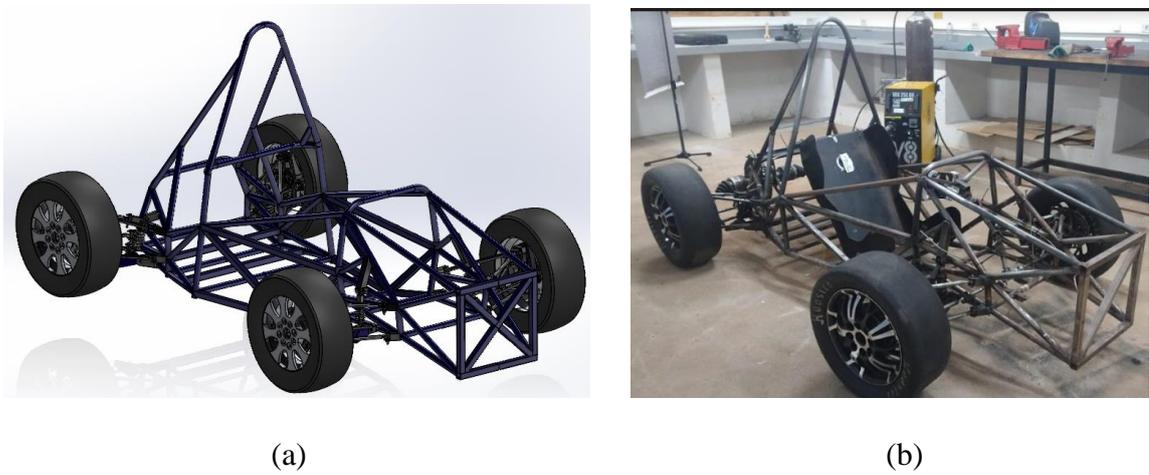
Figura 4.25 – Vista superior do sistema de direção *Anti-Ackermann*.



Fonte: Autor (2023)

Nas Figuras 4.26 e 4.27 são apresentadas vistas isométricas do sistema de suspensão dianteiro e traseiro integrado ao chassi e o protótipo final:

Figura 4.26 – Comparativo CAD-experimental de fabricação do conjunto acoplado ao chassi.



Fonte: Autor (2023)

Figura 4.27 – Protótipo final.



Fonte: Autor (2023)

Em relação aos materiais selecionados para a fabricação, levou-se em conta acessibilidade dos materiais na região de Lavras, sendo os materiais escolhidos apresentados na Tabela 4.10. Os valores referentes à serviços de usinagem e corte a plasma não estão inclusos.

Tabela 4.10 – Materiais e valores para manufatura.

Material	Quantidade	Valor
Tubo aço 1020	5 m	R\$ 120,00
Chapa aço 1020	300 cm ²	R\$ 475,80
Tarugo latão	12,8 cm	R\$12,80
Amortecedores DNM RCP 2S	4	R\$2000
Terminal rotular	8	R\$140,00
Rótulas	24	R\$192
Parafuso Allen M6X40	40	R\$80
Parafuso Allen M8X50	20	R\$45
Porcas M6	48	R\$28
Porcas M8	20	R\$15
Arruelas M6	80	R\$6,00
Arruelas M8	40	R\$5,00
Tarugo aço 1020 1” x 100mm	1	R\$100,00
Tarugo aço 1045 5” x 200mm	4	R\$800,00
TOTAL		R\$4019,60

Fonte: Autor (2022)

5 Conclusões

O presente trabalho teve como objetivo o desenvolvimento conceitual, cinemático e mecânico de uma suspensão “Double Wishbones” para o veículo elétrico da equipe Hybrid Formula-e. Primeiramente, foram traçados os requerimentos técnicos de desempenho do sistema, em seguida realizados cálculos preliminares de parâmetros geométricos e parâmetros de inércia. Logo após, executou-se um processo iterativo utilizando o software de análise cinemática de suspensão “*Lotus Suspension Analysis*”, para que as coordenadas de suspensão pudessem fornecer o comportamento desejado na etapa de requerimentos técnicos. Em conjunto, foi desenvolvido também o projeto mecânico de todos os componentes da suspensão dianteira e suspensão traseira, seguido de uma análise de custos dos materiais necessários para a fabricação das mesmas. Por fim, o sistema foi manufaturado por completo e implementado no protótipo da equipe.

Em relação à etapa de definição de requerimentos técnicos, utilizou-se valores e intervalos recomendados pela literatura, visto que esse foi o primeiro projeto de suspensão da equipe e não existiam dados anteriores para basear-se. Esses intervalos foram monitorados e ajustados durante a etapa de análise cinemática, em que foram gerados tabelas e gráficos de comportamento de ângulo de *Câmbor*, ângulo de esterçamento, *Anti-Dive*, ângulo de *Cáster*, ângulo de *Kingpin*, em função das situações as quais o carro sofrerá em pista: deslocamento vertical de roda, esterçamento de roda e rolagem.

Posteriormente foi apresentada uma concepção de suspensão dianteira e traseira, a partir do projeto mecânico completo de todos os componentes do sistema. Com a execução do projeto mecânico foi possível definir os materiais e processos de fabricação que seriam necessários para a manufatura, levando em conta a acessibilidade dos mesmos na região.

Haja vista que um dos objetivos é desenvolver um modelo de suspensão que seja uma plataforma para otimizações futuras, pode-se afirmar que a concepção apresentada atende aos requisitos estabelecidos inicialmente e servirá como protótipo de otimização da equipe para temporadas futuras.

6 Sugestões para trabalhos futuros

- Execução de análise dinâmica para determinação dos carregamentos atuantes nos componentes mecânicos da suspensão ao longo dos cenários de deslocamento vertical de roda, esterçamento e rolagem;
- Otimização estrutural dos componentes do sistema, através do método dos elementos finitos, visto que o modelo proposto representa aproximadamente 34% do peso total do carro;
- Estudo de viabilidade de novos materiais para serem implementados nos componentes;
- Execução de um projeto de manga de eixo usinada em alumínio, visto que a manga de eixo do presente trabalho é soldada em aço, fato que resultou em um processo de fabricação complexo e trabalhoso, devido à indução de deformações térmicas provenientes da soldagem. Uma vez que a manga de eixo deve alocar os rolamentos de cubo de roda, é necessário acabamento superficial adequado;
- Eliminação do fenômeno de *bump steer* através de um posicionamento do braço de direção que convirja para o mesmo centro de rolagem do restante da suspensão. Realização do mesmo procedimento na suspensão traseira, pois também ocorre o fenômeno de *bump steer*;
- Projeto de um novo cubo de roda, visto que o cubo de roda utilizado no projeto atual é um cubo de roda comercial, resultando em um cubo de roda superdimensionado para o veículo;
- Melhoria das fixações dos braços nas mangas de eixo, o projeto atual não considerou algumas etapas de montagem e desmontagem, o que resultou em maiores dificuldades na etapa prática;
- Diminuição do número total de componentes com o objetivo de facilitar a etapa de montagem e diminuir a propagação de erro, a partir da fixação dos braços de suspensão diretamente na manga de eixo, ao invés de utilizar componentes que conectam manga de eixo e braços de suspensão;
- Verificação de todos os parâmetros experimentais para comparação com os valores teóricos, para poder validar o comportamento da suspensão na realidade e utilizar esses dados para projetos futuros.

7 Referências

BAM, Suman Bikram; YADAV, Kumar Nitesh; SHRESTHA, Sujan. **Design and fabrication of anti-tilting mechanism for three whellers**. KATHMANDU UNIVERSITY, SCHOOL OF ENGINEERING - DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING, 2019.

BARRETO, Marco Antônio Zanussi. **Dinâmica longitudinal: efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos da suspensão**. Dissertação (mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo (USP), São Carlos-SP, 2005.

BURBA, Leandro de Toledo. **ANÁLISE DA RIGIDEZ TORCIONAL DO CHASSI DE UM VEÍCULO FÓRMULA SAE**. 2015. 96 f. Projeto de graduação (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília, 20

CHERIAN, V; JALILI, N; AYGLON, V. **Modelling, simulation, and experimental verification of the kinematics and dynamics of a double wishbone suspension configuration**. J. Automobile Engineering, Department of Mechanical Engineering, Clemson University, South Carolina, USA, p. 1-24, 29 maio 2009. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1153.

DIXON, Jc. The roll-centre concept in vehicle handling dynamics. **J. Automobile Engineering**, Engineering Mechanics, Faculty of Technology, The Open University, Milton Keynes, Buckinghamshire, p. 1-10, 1 jan. 1987. DOI: doi.org/10.1243/PIME_PROC_1987_201_159_02.

DIXON, John C. **Suspension geometry and computation**. 1. ed. [S. l.: s. n.], 2009. ISBN 9780470510216.

ESFAHANI, Mohammad Iman Mokhlespou *et al.* **Optimization of Double Wishbone Suspension System with Variable Camber Angle by Hydraulic Mechanism**. World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering [S. l.], ano 2010, v. 4, n. 1, p. 60-67, 8 jan. 2010.

F. TANDY, Donald; COLBORN, Jason; C. BAE, Jung; COLEMAN, Clay. The True Definition and Measurement of Oversteer and Understeer. **SAE International**, [S. l.], v. 1, n. 1, p. 1-22, 5 ago. 2022. DOI 10.4271/2015-01-1592.

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics, Theory and Application**. Department of Mechanical Engineering, Manhattan College, Riverdale: Springer Science+Business Media, LLC, 2008. 1022 p. v. 1. ISBN 978-0-387-74243-4.

LI, J., TAN, J., & DONG, J. (2020). **Lightweight Design of Front Suspension Upright of Electric Formula Car Based on Topology Optimization Method**. World Electric Vehicle Journal, 11(1), 15. Li F.; TINGTIN, H. **Topology optimization of FSAE car frame**. Zhejiang Univ. Technol. 2016, 44, 369–374.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas [recurso eletrônico]: uma abordagem integrada**. [tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos ... et al.]. – 4. edição – Porto Alegre: Bookman, 2013.

OLIVEIRA, Felipe Sarabando D'. **Projeto de um Amortecedor para Protótipo de Veículo Fora-de-Estrada**. – Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2013.

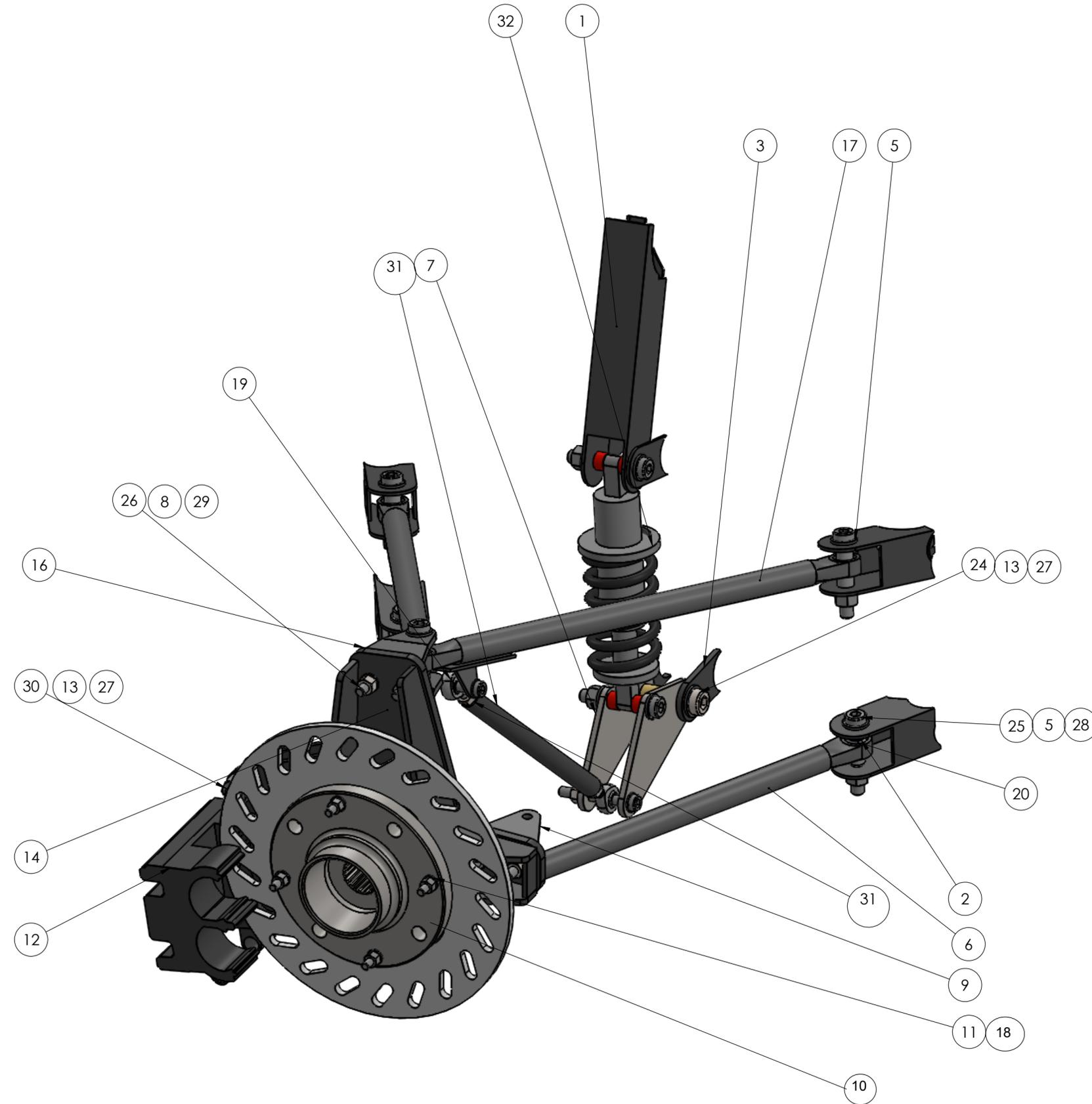
SEWARD, Derek. **Race Car Design**. 1. ed. [S. l.]: Palgrave, 2014. 287 p. v. 1. ISBN 978-1-137-03014-6.

SHOULI, Y.; JIAHUI, L. **The Design of FSAE Formula Frame with Light Weight**. J. Zhengzhou Univ. 2018, 39, 18–24.

TONGYAI, H.; XIN, T.; ZHANFENG, H.; ZHONGKAI, T. **Design and Topology Optimization for Suspension Bellcrank of a Formula Racing Car**. Agric. Equip. Vehicle Eng. 2017, 55, 55–57

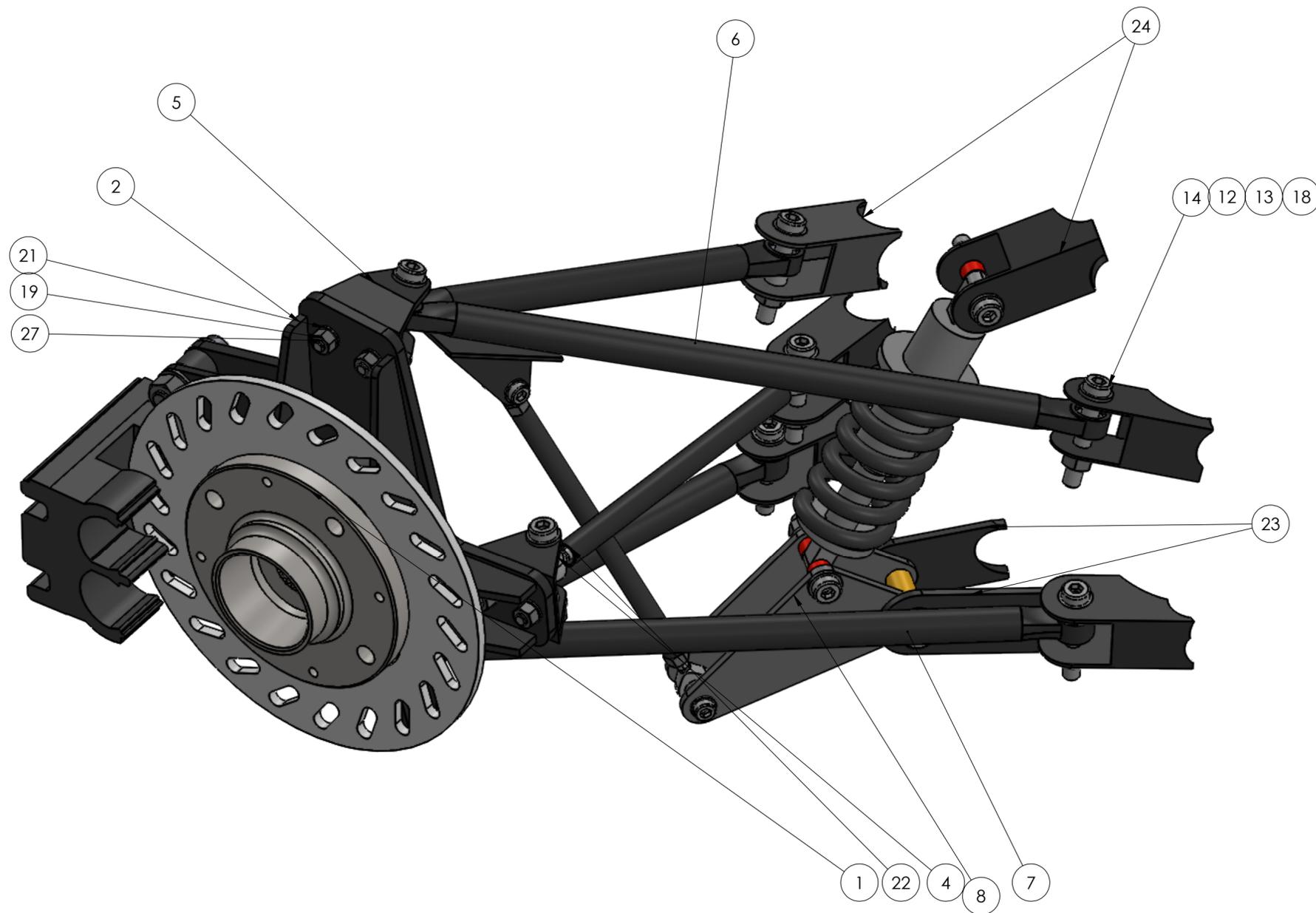
UZUNSOY, E; OLATUNBOSUN, O A. A study of the effect of rear suspension auxiliary roll damping on vehicle-handling dynamic. **J. Automobile Engineering**, Department of Mechanical Engineering, The University of Birmingham, Birmingham, UK, p. 1-10, 24 ago. 2022.

ANEXO A: Principais detalhamentos de fabricação



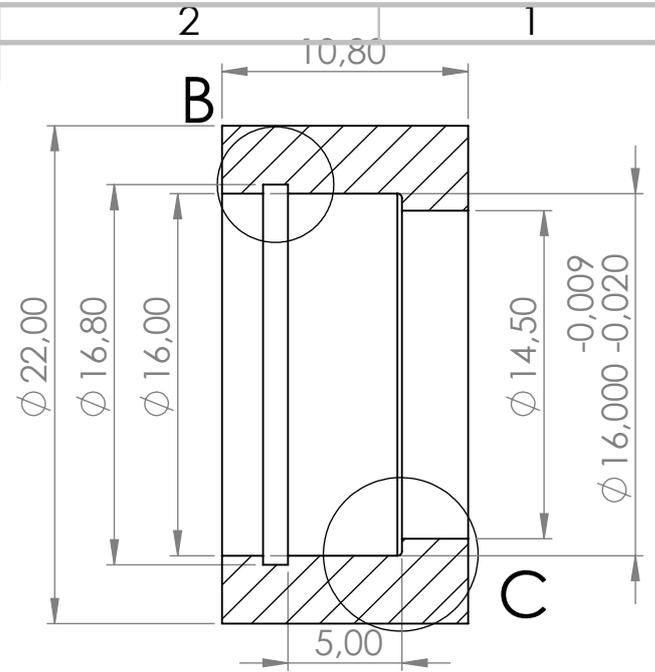
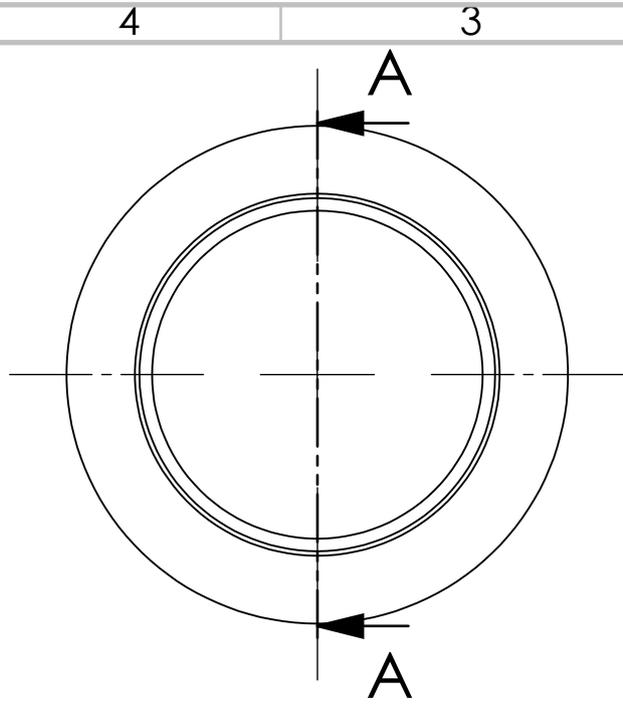
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Orelha extra amortecedor	TUBO QUADRADO 30X30X1,2mm	1
2	Bucha M8x9	TARUGO 1020 3/8"x100mm	18
3	Orelha balancim dianteiro	SAE 1020 4mm	2
4	Orelha de Suspensão	TUBO QUADRADO 30X30X1,2mm	4
5	Arruela m8	-	16
6	Braço inferior	TUBO 1020 5/8"x0,75mm	1
7	Balancim	SAE 1020 4mm	1
8	Arruela m6	-	16
9	Orelha direção	SAE 1020 4mm	1
10	Cubo de roda Gol	-	1
11	Arruela m5	-	8
12	Pinça de freio	-	1
13	Arruela m10	-	4
14	Manga de eixo	CHAPA 1020 4mm e TARUGO 1020 4"x200mm	1
15	Pullrod	TUBO 1020 5/8"x0,75mm	1
16	Orelha superior manga de eixo dianteira	SAE 1020 4mm	1
17	Braço superior	TUBO 1020 5/8"x0,75mm	1
18	Terminal Rotular M6	-	2
19	Disco de freio	-	1
20	Rótula m8	-	6
21	Rolamento	-	1
22	Orelha inferior manga de eixo dianteira	SAE 1020 4mm	1
23	Amortecedor	-	1
24	Parafuso M10x70	-	1
25	Parafuso M8X50	-	6
26	Parafuso M6X25	-	6
27	Porca M10	-	1
28	Porca M8	-	8
29	Porca M6	-	8
30	Parafuso M10X40	-	2
31	Bucha roscada pullrod	TARUGO 1020 1/2"x25	2

 UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS		CÓDIGO:SDI102	
AUTOR: Guilherme Daúd		MATERIAL: -	
PROJETO: Suspensão Dianteira	DESCRIÇÃO: Conjunto lista de materiais	DIMENSÕES: 425x320x245	
ESCALA: 1:1,5	UNIDADE: mm	QUANT: 1	DATA: 28/02/2021 NF:1 FN:1 V2

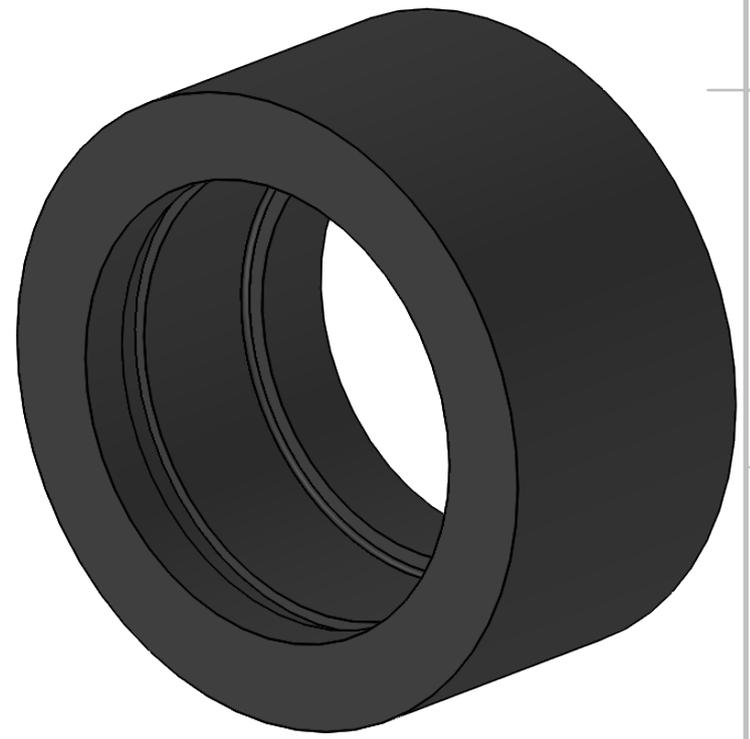
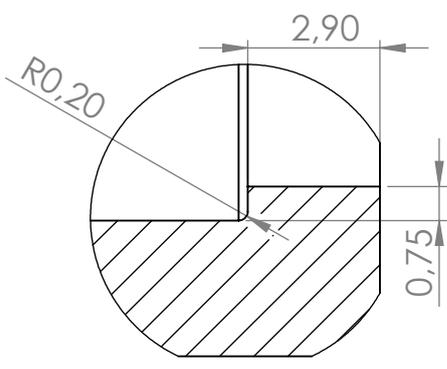
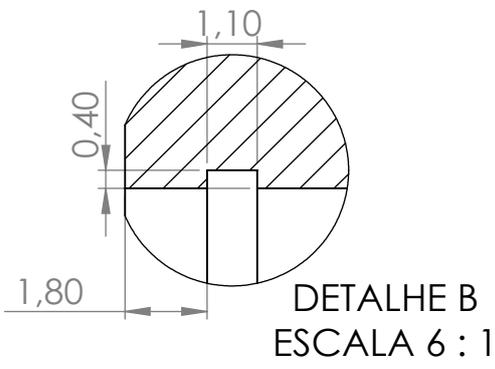


Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Cubo de roda Gol Original	-	1
2	Manga de eixo traseira	CHAPA 1020 4mm e TARUGO 1020 4"x200mm	1
3	Rolamento	-	1
4	Orelha inferior manga de eixo traseira	1020 4mm	2
5	Orelha superior manga de eixo traseira	1020 4mm	1
6	Braço superior traseiro montado	TUBO 1020 5/8"x0,75mm e 1020 4mm	1
7	Braço inferior traseiro	TUBO 1020 5/8"x0,75mm	1
8	Balancim traseiro	1020 4mm	1
9	Pinça de freio	-	1
10	Disco de freio	-	1
11	Pullrod traseiro	Tubo 1020 1/2"	1
12	Arruela m8	-	34
13	Bucha M8x9	TARUGO 1020 3/8"x100mm	16
14	Parafuso M8x50	-	20
15	Parafuso M6x25	-	12
16	Parafuso M6x50	-	4
17	Parafuso M10x40	-	6
18	Porca M8	-	20
19	Parafuso M6	-	18
20	Parafuso M10	-	6
21	Arruela m6	-	32
22	Arruela m10	-	12
23	Orelha balancim traseiro	1020 4mm	2
24	Orelha de Suspensão	TUBO QUADRADO 30X30X1,2mm	4
25	Amortecedor	-	1
26	Terminal M6	-	1
27	Porca M6	-	

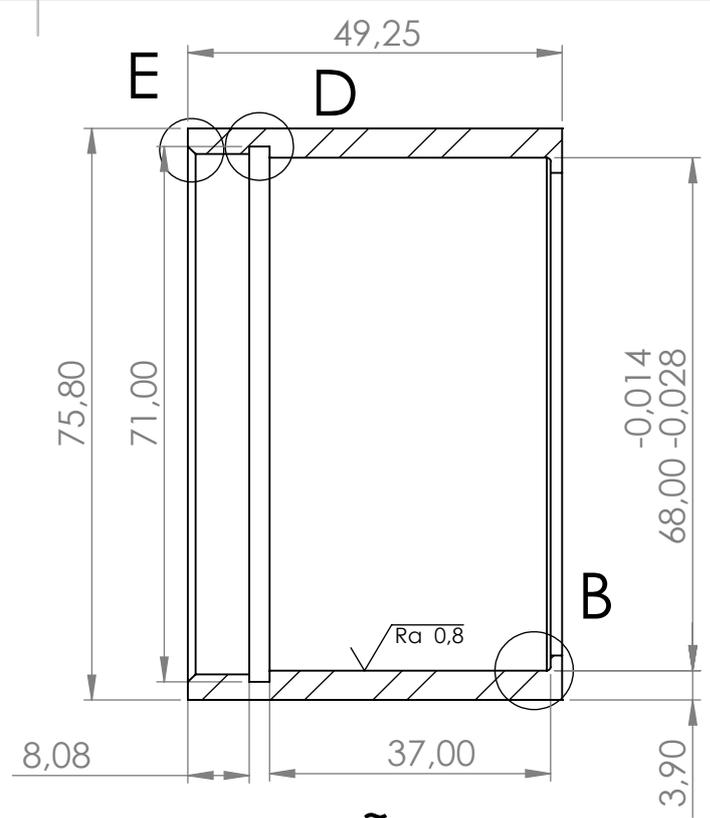
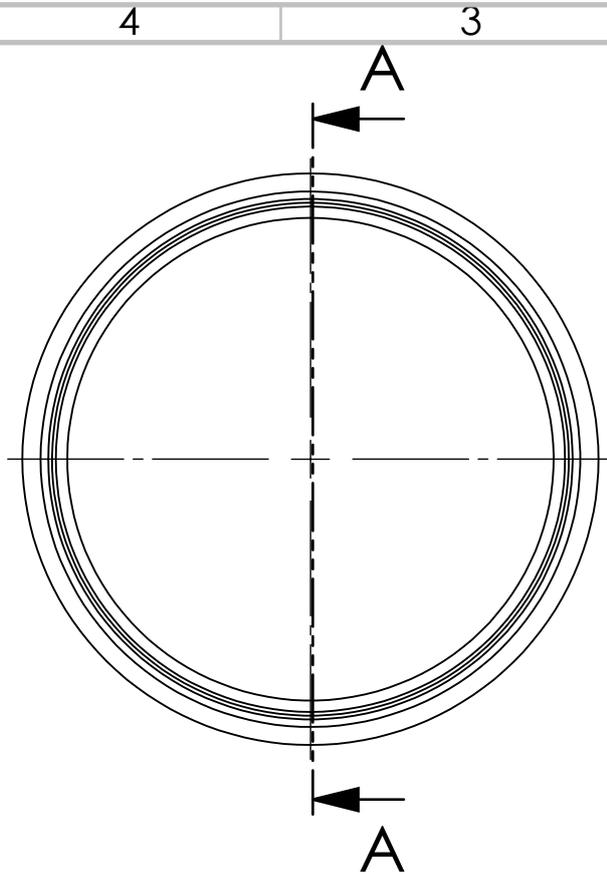
		UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS		CÓDIGO:STR101	
Autor: Guilherme Daúd				MATERIAL: -	
Projeto: Suspensão traseira		DESCRIÇÃO:Conjunto Lista de Materiais		DIMENSÕES:425x320x245	
ESCALA:1:-1,7	UNIDADE:mm	Quant: 1	Data: 28/02/2021	NF:1	FN:1
				V2	



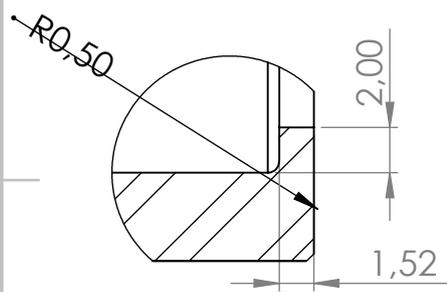
SEÇÃO A-A
ESCALA 3 : 1



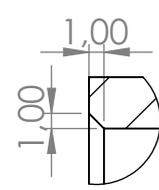
	HYBRID FORMULA-E TEAM			CÓDIGO: S01		
	UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS			MATERIAL: Tarugo SAE 1020 20x12		
Autor: Guilherme Dias Daúd		DESCRIÇÃO: Housing para rótula M8		DIMENSÕES: 22x12		
ESCALA: 3:1	UNIDADE: mm	QUANT: 24	DATA: 22/04/2022	NF: 2	FN: 1	V1



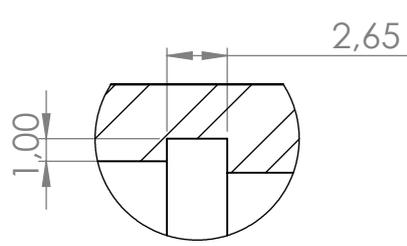
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 1



DETALHE B
ESCALA 3 : 1



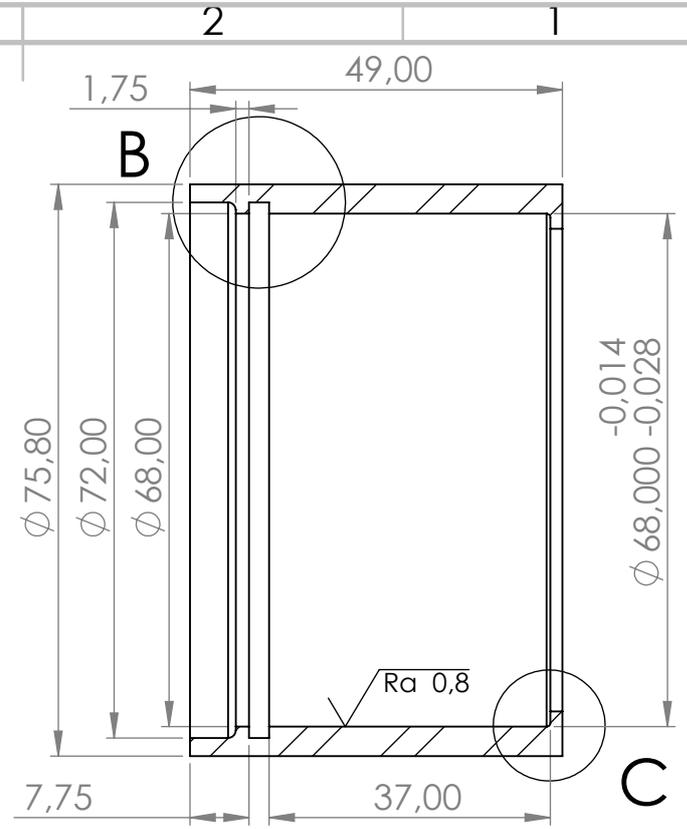
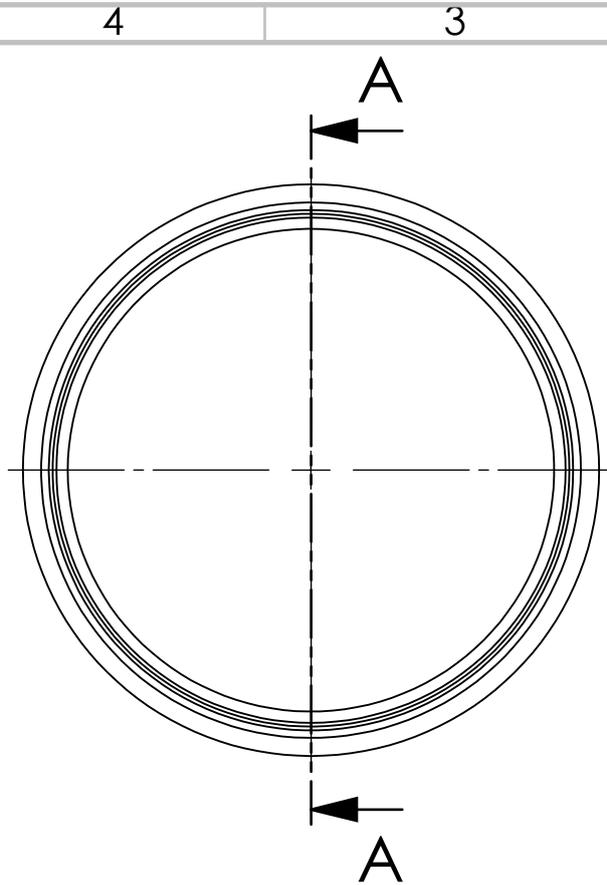
DETALHE E
ESCALA 2 : 1



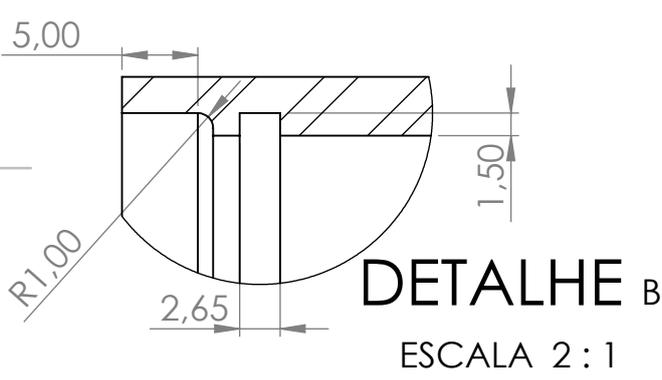
DETALHE D
ESCALA 3 : 1



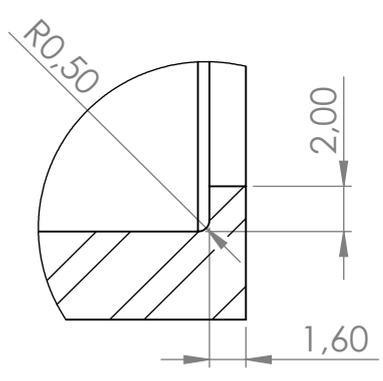
		HYBRID FORMULA-E TEAM		CÓDIGO: S02		
				MATERIAL: Tarugo SAE 1020 3"		
UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS						DIMENSÕES: 75,8x49,25
Autor: Guilherme Dias Daúd		DESCRIÇÃO: Housing manga de eixo dianteira				
ESCALA: 3:1	UNIDADE:mm	QUANTIDADE:2	DATA:22/04/202	NF:2	FN:1	V1



SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 1



DETALHE B
ESCALA 2 : 1



DETALHE C
ESCALA 3 : 1



		HYBRID FORMULA-E TEAM			CÓDIGO:S03			
					MATERIAL: Tarugo SAE 1020 3"			
UNIVERSIDADE FEDERAL DE LAVRAS						DIMENSÕES:75,8x49		
						Autor: Guilherme Dias Daúd		DESCRIÇÃO: Housing manga de eixo traseira
ESCALA: 3:1	UNIDADE:mm	QUANTIDADE:2	DATA:22/04/202	NF:2	FN:2	V1		