

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

LUIZ GUSTAVO RABAIOLI

**ANÁLISE DE POSIÇÃO DA GEOMETRIA DE UMA SUSPENSÃO DO TIPO
DUPLO A PARA TRASEIRA DE UM PROTÓTIPO VEICULAR OFF ROAD**

PATO BRANCO

2022

LUIZ GUSTAVO RABAIOLI

**ANÁLISE DE POSIÇÃO DA GEOMETRIA DE UMA SUSPENSÃO DO TIPO
DUPLO A PARA TRASEIRA DE UM PROTÓTIPO VEICULAR OFF ROAD**

**Position analysis of the geometry of a double wishbone rear suspension for a
prototype off-road vehicle**

Trabalho de conclusão de curso de graduação
apresentada como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).
Orientador(a): Dr. Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues

PATO BRANCO

2022



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

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

LUIZ GUSTAVO RABAIOLI

**ANÁLISE DE POSIÇÃO DA GEOMETRIA DE UMA SUSPENSÃO DO TIPO
DUPLO A PARA TRASEIRA DE UM PROTÓTIPO VEICULAR OFF ROAD**

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

Data de aprovação: 29 de Novembro de 2022

Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Joviano Janjar Casarin
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Robson Gonçalves Trentin
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

PATO BRANCO

2022

RESUMO

O vigente trabalho de conclusão de curso tem por finalidade o estudo de uma geometria de suspensão do tipo duplo *A* para ser aplicado em um protótipo veicular off road, pois atualmente é utilizado a suspensão *Swing Axle* onde possui limitações na regulagem da geometria da roda e um elevado ganho de cambagem positiva e negativa quando a suspensão oscila, assim com o desenvolvimento de uma suspensão do tipo duplo *A* irá proporcionar uma melhor ajuste da geometria das rodas em comparação com a suspensão *Swing Axle*. Realizou-se em um primeiro momento uma revisão bibliográfica onde é descrito as principais características de uma suspensão do tipo duplo *A* e da suspensão *Swing Axle*, posteriormente é apresentado os principais componentes da suspensão e as suas geometrias que serão utilizadas para o desenvolvimento da suspensão do tipo duplo *A*, com isso posteriormente realizamos a obtenção de dados iniciais das características do veículo para, em seguida, desenvolver o modelamento da suspensão proposta. O estudo ocorreu através da modelagem e realização de análise analítica do mecanismo em *software* CAD 3D. As avaliações constituíram nos parâmetros de cambagem, centro de rolagem, divergência e convergência. Os resultados obtidos do desenvolvimento deste trabalho foram a possibilidade de um melhor ajuste da geometria da roda em comparação com a suspensão *Swing Axle*, além disso a regulagem do ângulo de cambagem e sobre-esterçamento das rodas.

Palavras chaves: CAD 3D, Cambagem, *Swing Axle*, sobre-esterçamento

ABSTRACT

The purpose of the present work is to study a double wishbone suspension geometry to be applied in a prototype off-road vehicle, because currently the Swing Axle suspension is used, which has limitations in adjusting the wheel geometry and a high positive and negative camber gain when the suspension oscillates, so the development of a double-A suspension will provide a better adjustment of the wheel geometry compared to the Swing Axle suspension. The first step was a literature review where the main characteristics of the double-A and Swing Axle suspensions are described. After that, the main suspension components and their geometries that will be used to develop the double-A suspension are presented. The study occurred through the modeling and analytical analysis of the mechanism using 3D CAD software. The evaluations consisted in the parameters of camber, roll center, divergence, and convergence. The results obtained from the development of this work were the possibility of a better adjustment of the wheel geometry in comparison to the Swing Axle suspension, as well as the adjustment of the camber angle and oversteer of the wheels.

Keywords: 3D CAD, camber, Swing Axle, oversteer

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Suspensão duplo A	13
Figura 2 – Ângulo de cambagem	13
Figura 3 - Suspensão com bandeja em H	14
Figura 4 - Suspensão Swing Axle	15
Figura 5 – Componentes de uma suspensão	17
Figura 6 - Bitola	18
Figura 7 - Transferência de carga	18
Figura 8 - Câamber	19
Figura 9 - Ângulo de caster	19
Figura 10 – Centro de Rolagem	20
Figura 11 - Braço Oscilante Positivo	21
Figura 12 - Braço Oscilante Negativo	21
Figura 13 - Braço Paralelo Horizontal	22
Figura 14 - Braço Paralelo Inclinado	22
Figura 15 - Convergência e Divergência	23
Figura 16 – Mecanismos com variação de mobilidade	24
Figura 17 - Fluxograma do desenvolvimento	25
Figura 18 - Agregado traseiro	27
Figura 19 - Agregado traseiro com pontos de fixação	27
Figura 20 - Manga de eixo	28
Figura 21 – Montagem dos componentes	29
Figura 22 - Bandeja Inferior	29
Figura 23 - Bandeja Superior	30
Figura 24 – Graus de Liberdade	30
Figura 25 - Posicionamento do Amortecedor	31
Figura 26 - Amortecedor comprimido	32
Figura 27 - Amortecedor estendido	32
Figura 28 - Manga de eixo	33
Figura 29 - Variação da roda 1	34
Figura 30 - Fixação da barra no ponto superior	35

Figura 31 – Medidas da variação da roda pelo curso do amortecedor	35
Figura 32 - Fixação da barra no ponto inferior	36
Figura 33 - Variação da roda 2	36
Figura 34 – Medidas do ângulo de cambagem	37
Figura 35 – Ângulo de Cambagem	38
Figura 36 - Centro de rolagem	39

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	9
1.1 Justificativa.....	10
1.2 Objetivo Geral.....	10
1.3 Objetivos Específicos	10
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1 Suspensão duplo A	12
2.2 Suspensão <i>Swing Axle</i>	15
2.3 Componentes da suspensão.....	16
2.4 Parâmetros geométricos da suspensão.....	17
2.4.1 Bitola	18
2.4.2 Câmber.....	19
2.4.3 Caster.....	19
2.4.4 <i>Roll center</i> – Centro de rotação.....	20
2.4.5 Divergência e convergência (<i>Toe-in</i> e <i>Toe-out</i>)	23
2.5 Análise de Mecanismo	23
3 MATERIAIS E MÉTODOS	25
3.1 Parâmetros para o desenvolvimento da geometria	25
3.2 Software e Modelagem.....	26
4 RESULTADOS.....	34
4.1 Convergência e Divergência	34
5 CONCLUSÃO	40
REFERÊNCIAS.....	41
APENDICE A – DETALHAMENTO COMPONENTES DA SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO A.	42

1 INTRODUÇÃO

No meio automobilístico existem inúmeras categorias esportivas, dentre elas tem-se a categoria de gaiola *cross*, concebido por ser um protótipo monoposto desenvolvido para competições em circuitos de terra. Diante do fato de que o esporte está crescendo cada dia mais, os pilotos sempre estão em busca de melhorar seus veículos, o que, geralmente, acarreta em mudanças voltadas ao aumento de potência, deixando de buscar melhorar a suspensão do protótipo.

Segundo Cepra (2000), concebe-se por suspensão veicular como sendo um agregado de elementos que são responsáveis pela absorção de choques e irregularidades que o solo transmite para o veículo. Além disso, os sistemas de suspensões estão ligados diretamente com a estabilidade, tração e, juntamente com isso, a segurança do mesmo.

Desse modo, observa-se que cada componente e subsistemas do veículo são de suma importância, visto que o desenvolvimento de um projeto de suspensão influencia diretamente na eficiência do protótipo em todas as circunstâncias, desde conforto à performance.

O presente Trabalho de Conclusão de Curso tem a finalidade de realizar um estudo quanto ao desenvolvimento de uma geometria de suspensão traseira para um protótipo de gaiola *cross* na qual competem em pistas de terra.

Com o desenvolvimento da geometria de suspensão do tipo duplo *A* consegue-se um melhor desempenho para o protótipo, pois, assim, é possível realizar a regulagem da geometria das rodas com maior facilidade, pois o modelo atualmente utilizado é o *Swing Axle*, onde possui limitações para a regulagem de convergência e obtém um elevado ganho de cambagem positiva e negativa com a oscilação da suspensão. Além disso, busca-se o melhorar desempenho do protótipo, para que a suspensão trabalhe melhor com as irregularidades que podem ser encontradas na pista, de modo a conseguir com que a potência do motor seja transmitida para as rodas.

Em primeiro momento, será necessário a realização de uma revisão bibliográfica voltada aos componentes nos quais estão ligados, diretamente, a suspensão, em sequência as geometrias que serão estudadas para o desenvolvimento do projeto posterior, sendo realizado em software CAD 3D a

geometria da suspensão e, conseqüentemente, realizaremos a análise gráfica do funcionamento da suspensão.

1.1 Justificativa

A realização do estudo de uma geometria de suspensão do tipo duplo A para o eixo traseiro de um protótipo tem como finalidade oferecer um melhor desempenho de competição para o mesmo. À vista disso, geralmente, os protótipos de gaiola *cross* são desenvolvidos artesanalmente, assim, na maioria das fabricações são utilizadas suspensões de veículos já existentes, como a do fusca, por exemplo. Com isso visa-se uma melhoria no projeto, tendo uma melhor dirigibilidade e um protótipo mais competitivo.

Dessa maneira, será realizado um estudo de uma geometria de suspensão do tipo duplo A para substituir a suspensão atualmente utilizada a *Swing Axle*, no qual não é possível ter regulagens da geometria da roda para uma melhor dirigibilidade e, além disso, nota-se o elevado ganho de câmbor negativo e positivo quando a suspensão trabalha comprimindo e expandindo, o que, em certos casos, acabam dificultando a dirigibilidade.

Por conta das características da suspensão *Swing Axle*, busca-se desenvolver uma suspensão de tipo duplo A, assim é possível melhorar a regulagem da geometria das rodas, um sobre esterçamento que ajuda nas curvas, um controle no ganho de cambagem negativa e, juntamente com isso, uma melhor direção e tração do veículo.

1.2 Objetivo Geral

O objetivo geral desse trabalho é dimensionar uma geometria de suspensão traseira do tipo duplo A com sobre-esterçamento para ser aplicada em um protótipo monoposto off road.

1.3 Objetivos Específicos

- Dimensionar uma geometria de suspensão do tipo duplo A utilizando o software CAD 3D *SolidWorks*;
- Realizar análise de movimento do modelo projetado no software *SolidWorks* para obtenção de resultados do comportamento da suspensão;

- Analisar se os resultados obtidos são satisfatórios em comparação ao modelo *Swing Axel*.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para realizar o dimensionamento de uma geometria de suspensão para um protótipo de gaiola *cross* é necessário buscar referências teóricas para entender o funcionamento do conjunto de suspensão. Desse modo, é possível dimensionar uma geometria que atenda aos requisitos nos quais o veículo estará submetido posteriormente.

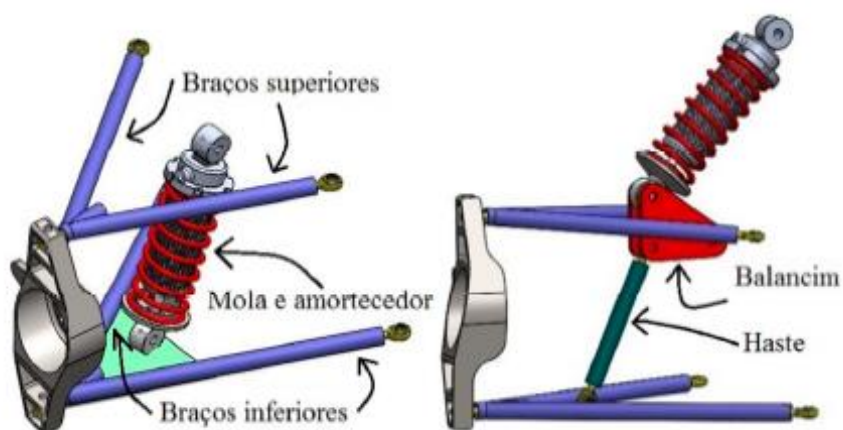
Assim, realizou-se uma revisão bibliográfica sobre os principais componentes que estão integrados no conjunto de suspensão e as geometrias associadas como a bitola, câmber, caster, roll center, convergência e divergência. De modo a compreender o funcionamento do conjunto pode prosseguir com o desenvolvimento do projeto.

A suspensão tem de manter a sua eficácia independentemente do estado do pavimento, velocidade e direção do veículo. Uma suspensão será tanto mais eficaz quanto maior for a sua capacidade de atenuar ou mesmo impedir qualquer movimento da carroçaria em relação ao solo, mantendo o veículo na posição mais horizontal possível (CEPRA, 2000).

2.1 Suspensão duplo A

A suspensão duplo A também é conhecida como SLA (*Short Long Arm*) e *Double Wishbone*, e pode ser observada na Figura 1. Esse modelo de suspensão trabalha de forma independente e pode ser utilizada tanto na dianteira quanto na traseira de veículos, garantindo uma excelente estabilidade por poder ter um controle da sua geometria. A mesma é composta por dois braços de controles transversais em cada lado do veículo, que realiza a conexão da manga de eixo com o chassi. Um dos braços também tem a função de suportar o amortecedor e a mola de modo a absorver as vibrações vindas do solo. A suspensão duplo A é largamente usada em veículos de alto desempenho, como carros de corrida e carros esportivos (MENEZES, 2016)

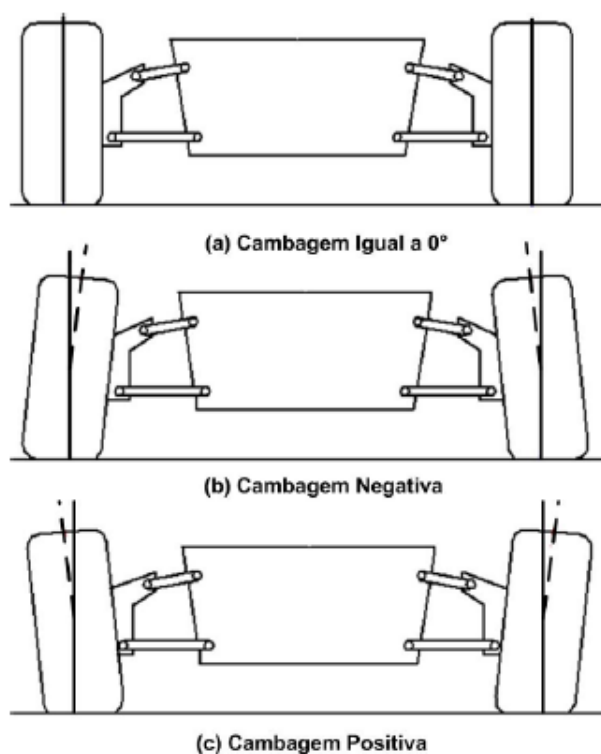
Figura 1 - Suspensão duplo A



Fonte: Menezes (2016)

É possível definir a suspensão duplo A como sendo um modelo que possui um arranjo geométrico ideal, ou seja, a sua praticidade de ser controlada por meio da sua geometria e cinemática. O alto nível de desempenho conseguido por este sistema de suspensão é atribuído à capacidade de sua geometria conseguir um maior ganho negativo de cambagem, (Figura 2) quando a suspensão é comprimida, quando comparada aos demais sistemas (REZENDE, 2007).

Figura 2 – Ângulo de cambagem

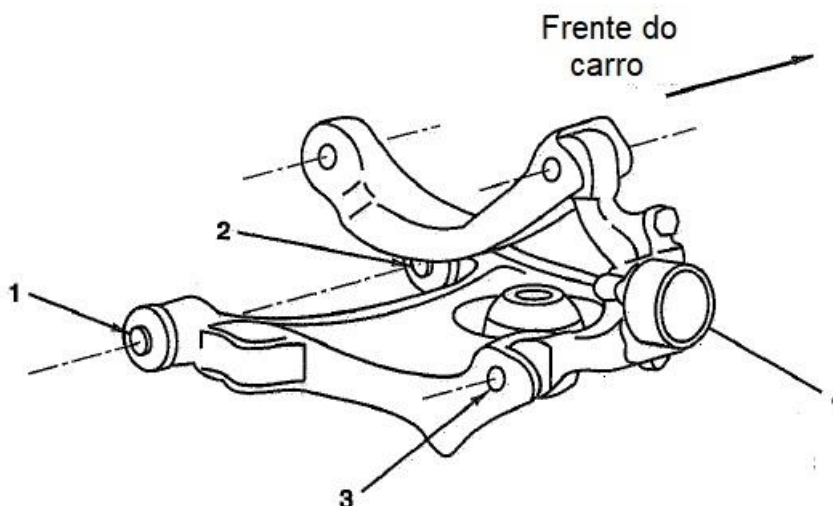


Fonte: Adaptado de Adams (1993)

Com o projeto de uma suspensão SLA (*Short Long Arm*), em que o braço superior é menor que o braço inferior da suspensão faz com que a geometria das rodas ganhe uma cambagem negativa conforme a suspensão seja comprimida. A razão pela qual isso acontece é porque o braço superior mais curto fará com que a parte superior da junta puxe para dentro mais rápido do que o braço inferior mais longo move a parte inferior da junta para dentro. A vantagem deste ganho em cambagem negativa é que o ângulo de cambagem entre o pneu externo e o solo não mudará muito em relação ao solo durante a rolagem da carroceria. Se o pneu externo do eixo em relação a curva for mantido perpendicular ao solo, ele desenvolverá sua potência máxima nas curvas e o carro fará as curvas mais rapidamente, (ADAMS, 1993).

Nessa circunstância, Milliken e Milliken (1995) citam que a suspensão do tipo duplo A é considerada o modelo mais flexível para alcançar os parâmetros de geometria desejados pelo piloto. Além disso, descrevem a utilização de bandeja em H (Figura 3), para os modelos de suspensão SLA (*Short Long Arm*), sendo esse formato de bandeja utilizado no eixo traseiro, uma vez que as rodas não necessitam obrigatoriamente virar.

Figura 3 - Suspensão com bandeja em H

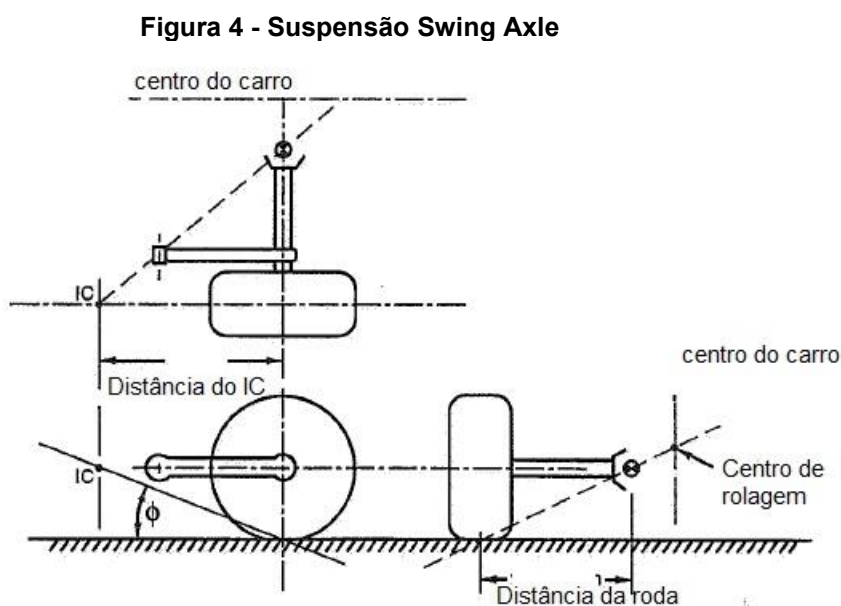


Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995)

Os itens 1 e 2 são os pontos de fixação da bandeja com a carroceria do veículo e os itens 3 e 4, fazem a ligação da bandeja com a manga de eixo, assim caracterizando o conjunto de suspensão com bandeja em H.

2.2 Suspensão *Swing Axle*

Segundo Milliken e Milliken (1995), a suspensão traseira do eixo oscilante é uma forma de braço semirretrátil que possui um grande eixo instantâneo de ângulo de visão plana (Figura 4). O eixo passa pela junta articulada interna do semieixo, portanto, apenas uma junta universal é necessária. A geometria resultante tem um centro de rolagem muito alto, grande mudança de cambagem e convergência severa com o deslocamento da roda.



Fonte: Adaptado de Milliken e Milliken (1995)

Esta suspensão tem grandes forças de elevação resultantes de seu alto centro de rolagem. As forças nas curvas elevam a parte traseira do carro e, devido à grande mudança de curvatura com o deslocamento da roda, o pneu com carga externa vai para a curvatura positiva, reduzindo ainda mais o contato do pneu com o solo resultando a perda de potência da traseira do carro nas curvas. A elevação da traseira também aumenta a transferência de peso porque eleva o centro de gravidade do veículo, reduzindo ainda mais a capacidade de fazer curvas, (Milliken e Milliken, 1995).

2.3 Componentes da suspensão

Braço de suspensão superior e inferior (Figura 5), são os componentes responsáveis por fazer a ligação do chassi ou carroceria do veículo com a manga de eixo, os braços de suspensão têm influência direta nos ângulos de geometria da roda quando realizam o movimento de oscilação. Em uma suspensão do tipo duplo A, Gillespie (1992) evidencia que, durante o trabalho da geometria da suspensão, ela deve proporcionar a menor variação na largura do veículo, de modo a reduzir o desgaste dos pneus.

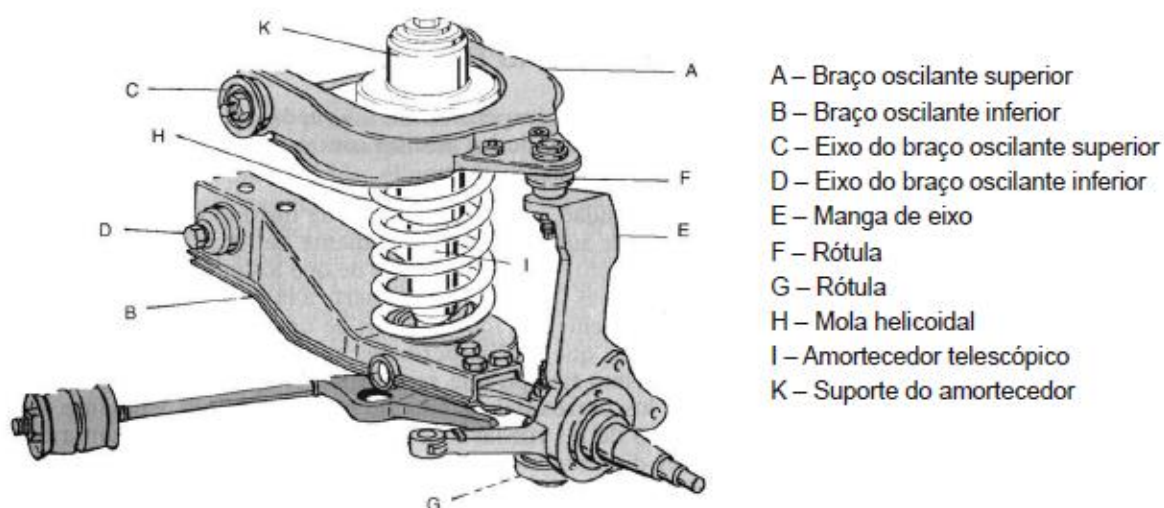
A Manga de eixo (Figura 5), segundo Cepra (2000), está ligada diretamente com a roda e faz a junção com os braços da suspensão, a manga de eixo também é responsável pela geometria da roda, com isso ela implica diretamente no funcionamento da suspensão.

O amortecedor (Figura 5), de acordo com Adams (1993), tem como objetivo controlar a velocidade da suspensão, contendo a ação da mola da suspensão, no qual realiza a dissipação de energia armazenada na mola, evitando que os movimentos de *bump* (compressão) e *rebound* (distensão) se repitam por um longo período, também está realizando a conexão do braço de suspensão com a estrutura do veículo.

A Mola trabalha diretamente junto ao amortecedor (Figura 5), além de ser responsável pela absorção das irregularidades do solo e carga de peso do veículo, em suspensões independentes, são amplamente utilizadas as molas helicoidais, no qual é formada pelo enrolamento de um arame, com isso, pode ter seu diâmetro constante, que acarreta uma rigidez constante ou pode ter seu diâmetro de arame variável, onde resulta em uma rigidez variável, ou seja, uma ação progressiva. Nestes termos, Adams (1993), cita a importância da seleção de uma mola adequada para o veículo, de modo a obter uma melhor dirigibilidade.

Por fim, o Pneu, pode ser estabelecido como um componente de estrutura flexível que, segundo Jazar (2008), pode absorver as cargas verticais e, juntamente com isso, as irregularidades do terreno, sendo capaz de desenvolver forças longitudinais quando se exerce aceleração e frenagem do veículo, visto que ainda desenvolve forças laterais as que acontecem na execução de curvas.

Figura 5 – Componentes de uma suspensão



Fonte: Cepra (2000)

2.4 Parâmetros geométricos da suspensão

A geometria da suspensão é determinante no comportamento dinâmico de um veículo. A definição dos seus parâmetros é necessária para haver um bom controle e estabilidade do mesmo (LIMA, 2014).

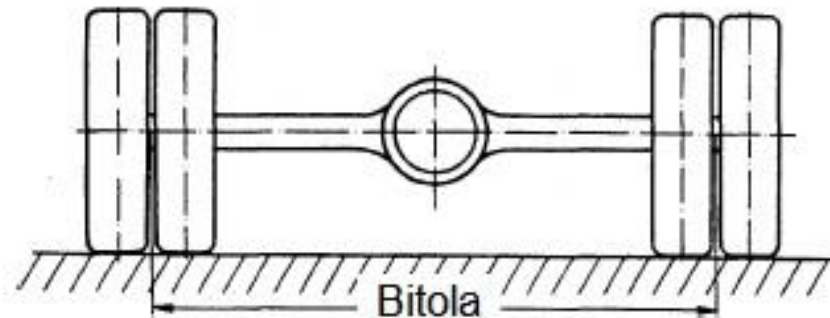
Milliken e Milliken (1995) explicam que para cada modelo de suspensão obtêm-se parâmetros de geometria diferentes, mudando, assim, a dinâmica de cada veículo. Neste caso, sendo um protótipo off-road, recomenda-se um modelo de suspensão independente do tipo duplo A, que consegue, facilmente, ajustar, de uma melhor forma, os parâmetros da roda, como o câmber, caster, divergência e convergência. Com as características de bitola e *roll center* para o desenvolvimento da geometria, é possível melhorar a dirigibilidade e segurança do veículo.

De modo a realizar uma melhor compreensão sobre os parâmetros utilizados, para dimensionar uma boa suspensão e realizar um correto ajuste, é necessário realizar a descrição dos mesmos. Desta forma, os exemplos abordados serão com base em uma suspensão independente do tipo duplo A, que é o foco do estudo.

2.4.1 Bitola

Reimpell (2001) descreve a bitola de um veículo, como sendo a distância entre o centro das bandas de rodagem do mesmo eixo (Figura 6), onde as dimensões das bitolas dianteiras e traseiras podem ser iguais ou ter variação nas dimensões, influenciando na dinâmica do veículo, sendo isso determinado para cada projeto.

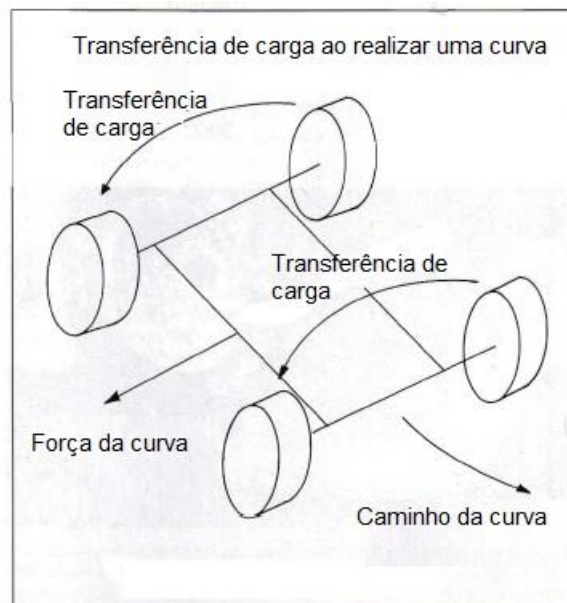
Figura 6 - Bitola



Fonte: Adaptado de Reimpell (2001)

Milliken e Milliken (1995) descrevem que um veículo que possua uma maior largura em sua bitola realiza uma menor transferência de carga em entradas de curva (Figura 7), possibilitando maior tração. Além disso, melhora a frenagem do veículo nas entradas de curva e, por ter menor transferência de carga lateral, permite maior curso de suspensão disponível.

Figura 7 - Transferência de carga



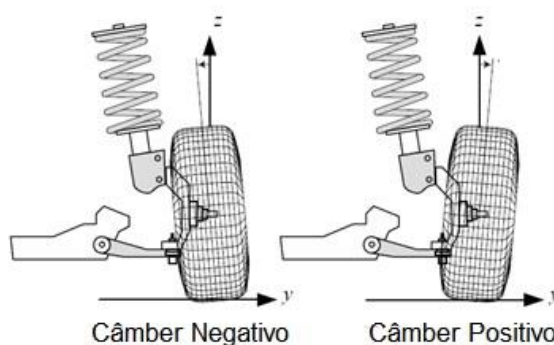
Fonte: Adams (1993)

2.4.2 Câmber

Segundo Reimpell (2001), o ângulo de câmber é o ângulo em que ocorre a variação do plano médio da roda em relação a um eixo vertical, que se encontra no centro de contato do pneu com o solo (Figura 8). Quando a roda se inclina a parte superior para o lado do chassi tem-se o câmber negativo, e quando ocorre o inverso, a roda se inclinando para longe do chassi tem-se o câmber positivo.

Adams (1993), cita que um pneu fornecerá a tração máxima em qualquer carga vertical quando estiver perpendicular ao solo. Isso é chamado de ângulo de curvatura. Ou seja, para otimizar o desempenho de um pneu em uma curva, a suspensão deve fornecer um leve ângulo de curvatura na direção de rotação, à medida em que a carroceria rola em uma curva, a suspensão se desvia verticalmente (JAZAR, 2008).

Figura 8 - Câmber

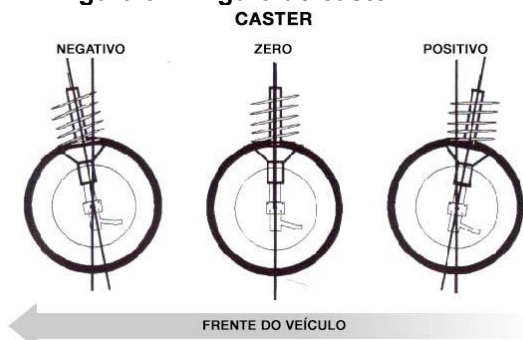


Fonte: Adaptado de Jazar (2008)

2.4.3 Caster

Jazar (2008) traz que, o ângulo de caster é a inclinação da fixação superior ou inferior da mola de eixo com relação a um plano perpendicular ao solo, nisso é possível ter três modelos de relações para o caster, sendo, negativo, zero e positiva. Como visto na Figura 9.

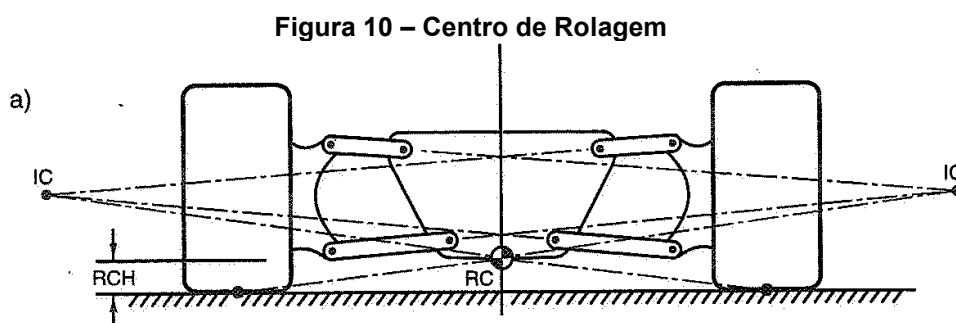
Figura 9 - Ângulo de caster



Fonte: Ingopneus (2014)

2.4.4 *Roll center* – Centro de rotação

De acordo com Milliken e Milliken (1995), para encontrar o *roll center* (RC) do veículo é necessário projetar uma linha do centro da área de contato do pneu, passando pelo centro instantâneo (IC) da vista frontal do conjunto da suspensão (Figura 10). Realizando essa análise para os dois lados do veículo encontra-se um ponto onde as linhas se cruzam e esse é o centro de rolagem de massa suspensa do veículo em relação ao solo, e com isso obtém-se a altura do centro de rolagem (RCH).



Fonte: Milliken e Milliken (1995)

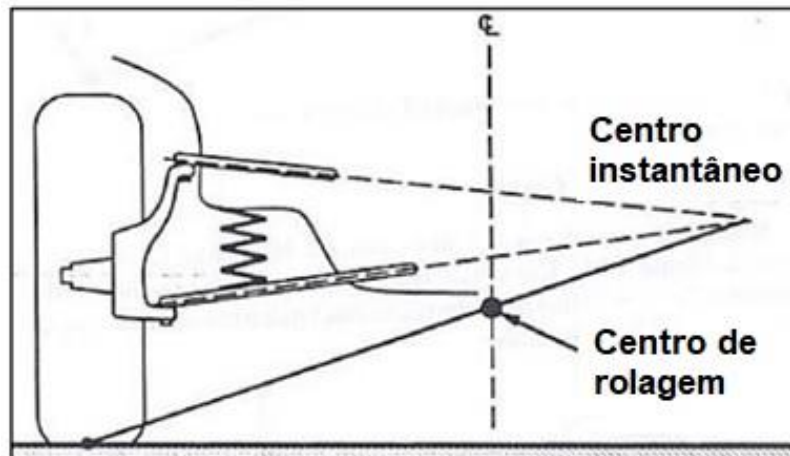
O centro de rolagem estabelece o ponto de acoplamento de força entre as massas não suspensas e suspensas, de modo que, quando um carro faz curvas, a força centrífuga no centro de gravidade é reagida pelos pneus (Milliken, 1995).

Ainda, Milliken (1995) cita que, desse modo, é possível notar que o centro instantâneo está diretamente ligado ao *roll center* e também na variação do câmbio da roda conforme a suspensão trabalha, com isso quanto mais elevada a distância do centro instantâneo e o plano médio da roda menor será a variação do câmbio da mesma, além disso, este ponto tem relevância na atuação da transferência de carga do veículo.

Por Gillespie (1992), as suspensões independentes como a tipo duplo A pode obter 4 (quatro) classificações para o *roll center*, sendo:

Braço oscilante positivo (*Positive Swing Arm*): Em que o centro de rolagem é localizado acima do solo (Figura 11). À medida que o veículo rola nas curvas, o ponto de reação virtual da roda externa se move para baixo devido ao movimento da roda, enquanto o da roda interna se move para cima à medida que entra em recuperação. Como consequência, a reação de força lateral resultante no corpo se move para baixo, diminuindo a altura efetiva do centro de rolagem (Gillespie, 1992).

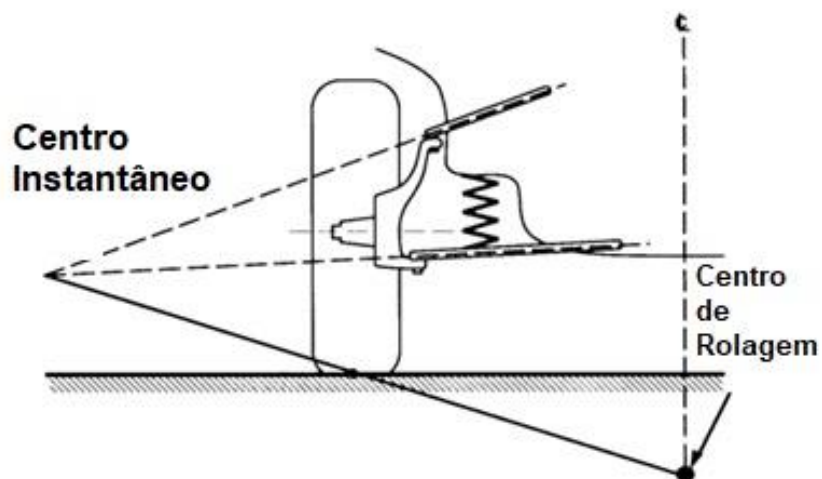
Figura 11 - Braço Oscilante Positivo



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992)

Braço Oscilante Negativo (*Negative Swing Arm*): Neste modelo verifica-se que o centro de rolagem se encontra abaixo do solo, por isso é determinado como negativo (Figura 12). Conseqüentemente, a banda de rodagem muda durante o salto e o ressalto, e ocorre alguma fricção lateral da banda de contato do pneu. Essa configuração é benéfica para reduzir o balanço do corpo, mas gera um elevado desgaste de pneu, (Gillespie, 1992).

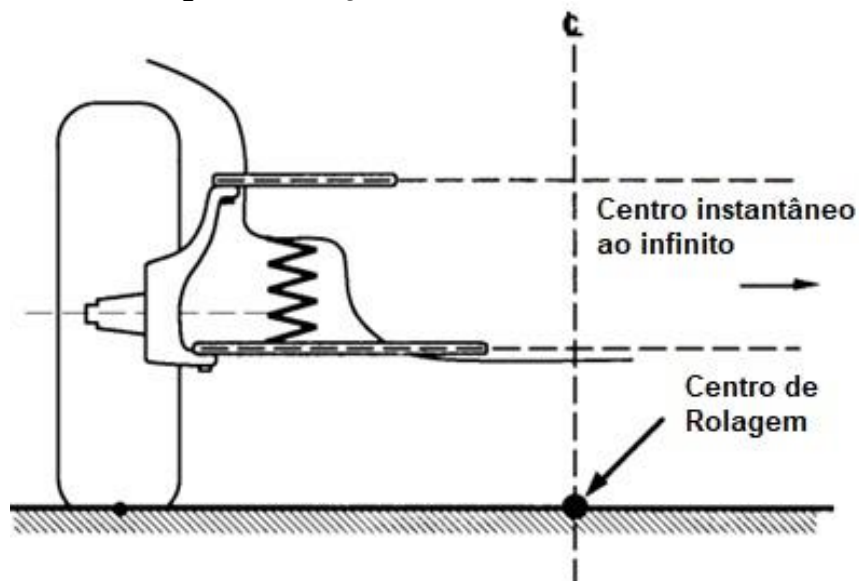
Figura 12 - Braço Oscilante Negativo



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992)

Braço Paralelo Horizontal (*Parallel Horizontal Links*): Para este tipo de centro de rolagem, a projeção dos braços tende ao infinito, de modo a classificar o centro de rolagem no plano do solo, conforme verificado na Figura 13 (Gillespie, 1992).

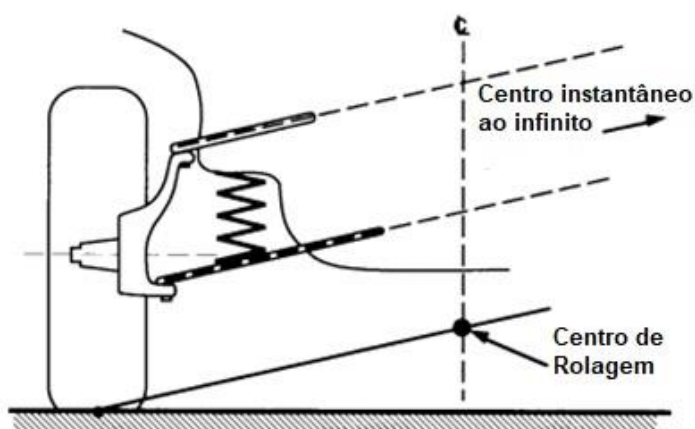
Figura 13 - Braço Paralelo Horizontal



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992)

Braço Paralelo Inclinado (*Inclined Parallel Links*): Como a projeção dos braços com essa geometria não se cruzam, determina-se como o centro de rolagem uma linha paralela aos braços de suspensão até o centro do veículo. Isto posto, delimita-se o centro de rolagem acima do solo (Figura 14). Se os elos da suspensão forem iguais não haverá mudança de cambagem em relação à carroceria e o roll center permanecerá estacionário (Gillespie, 1992).

Figura 14 - Braço Paralelo Inclinado

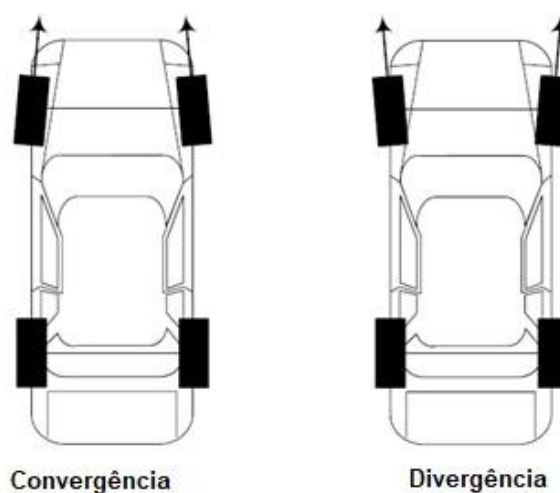


Fonte: Adaptado de Gillespie (1992)

2.4.5 Divergência e convergência (*Toe-in* e *Toe-out*)

Jazar (2008) afirma que a divergência e convergência são os ângulos de abertura ou fechamento vertical das rodas de um mesmo eixo (Figura 15). Nesta esteira, o trabalho da suspensão pode variar os ângulos das rodas, em um veículo *off-road*, para as rodas do eixo traseiro, é buscado a realização de um sobre esterçamento com o trabalho de rolagem do chassi, além disso, geralmente o conjunto de suspensão traseira trabalha preferencialmente com geometria convergente.

Figura 15 - Convergência e Divergência



Fonte: Adaptado de Jazar (2008)

2.5 Análise de Mecanismo

No desenvolvimento de uma suspensão é necessário realizar um estudo do movimento do conjunto mecânico, que é composto de um ou mais corpos. Nesse sentido, Hibbeler (2005) afirma que a mecânica é o ramo das ciências físicas que trata do estado de repouso ou em movimento de corpos sujeitos à ação de forças.

Para isso temos que a cinemática é lida como sendo a maneira de como os componentes se movem, ou seja, o estudo da geometria do movimento. Deste modo maior parte da análise de mecanismos envolve geometria. Muitas vezes, métodos gráficos são empregados para que o movimento do mecanismo pode ser claramente visualizado Myszka (2012).

Myszka (2012), descreve que uma propriedade importante na análise de mecanismos é o número de graus de liberdade da ligação dos componentes. Em que os graus de liberdade é o numero de entradas independentes para posicionar com

precisão todos os elos do mecanismo em relação ao solo. O número de graus de liberdade também é chamado de mobilidade, sendo denominado com o símbolo M , onde podemos calcular os graus de liberdade pela equação:

$$M = \text{graus de liberdade} = 3(n - 1) - 2j_p - j_h$$

Onde:

n = Numero total de links do mecanismo;

j_p = número total de juntas primárias (pinos ou juntas deslizantes);

j_h = número total de juntas de ordem superior (juntas de came ou engrenagem).

Deste modo, temos que, a maioria das articulações usadas em máquinas possui um grau de liberdade (Figura 16a), já em mecanismos travados que são incapazes de se mover e formam uma estrutura possuem graus de liberdade zero ou negativo (Figura 16b), as articulações com vários graus de liberdade precisam de mais de um acionador para posicioná-las com precisão, como braços robóticos, com isso as ligações com vários graus de liberdade fornecem uma maior capacidade de posicionar um link com precisão (Figura 16c), Myszka (2012).

Figura 16 – Mecanismos com variação de mobilidade



Fonte: Adaptado de Myszka (2012)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será descrito como constituirá o desenvolvimento do trabalho, iniciando por um fluxograma a ser seguido (Figura 17), que apresenta o modo em que as atividades serão realizadas para o desenvolvimento do projeto da geometria da suspensão do tipo duplo A.

Figura 17 - Fluxograma do desenvolvimento



Fonte: Autoria própria (2022)

Em segundo momento, realizou-se a coleta de dados das dimensões e características requeridas para o desenvolvimento da geometria da suspensão. Posteriormente, com os parâmetros definidos iremos realizar a modelagem e simulação de multicorpos no *software* CAD 3D Solidworks.

3.1 Parâmetros para o desenvolvimento da geometria

Para que se inicie o desenvolvimento de uma geometria de suspensão do tipo duplo A, primeiramente, é necessário determinar os parâmetros do protótipo, pois, assim, algumas das principais características do veículo, sendo elas a bitola do veículo, altura do solo, dimensões do conjunto de roda e pneu, curso do amortecedor.

Deste modo, verifica-se os seguintes dados:

Tabela – 1 – Dados iniciais

Itens	Dimensões (mm)
Bitola do eixo traseiro	1500
Altura do solo	190
Diâmetro externo do pneu	580
Curso do Amortecedor	50

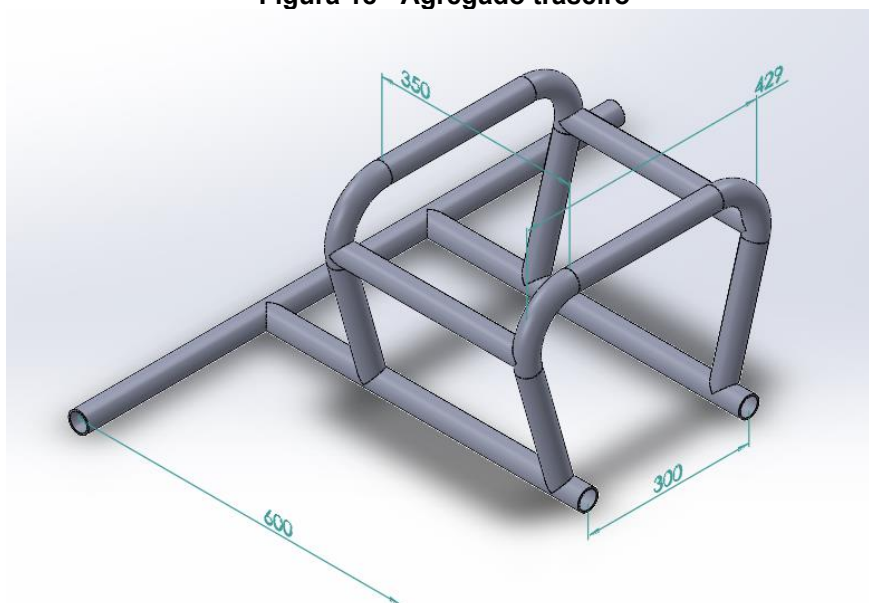
Fonte: Autoria própria (2022)

Como o propósito deste veículo é ser utilizado em competições em terrenos irregulares, que sempre tem um grande movimento no conjunto da suspensão e, com isso, para que o veículo tenha um bom desempenho nessas provas, o conjunto deve possuir parâmetros geométricos que supram com uma boa estabilidade, dirigibilidade, tração e, tenha regulagem em relação ao seu, sobre esterçamento, de modo a ser ajustado, conforme a pista e dirigibilidade do piloto, tendo, portanto, um protótipo competitivo, onde estas características serão vistas pela análise de mecanismos e comparados a características da suspensão *Swing Axle*, que são, a limitação de regulagem da geometria da roda e o elevado ganho de cambagem positiva e negativa com a oscilação da suspensão.

3.2 Software e Modelagem

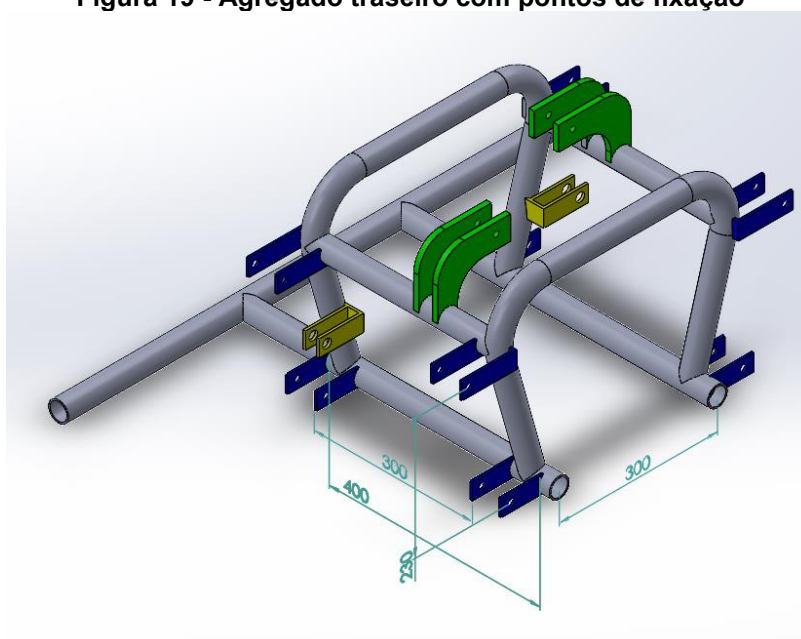
Tendo os parâmetros do protótipo, passa-se ao seu desenvolvimento em CAD, com o *software* SolidWorks, realiza-se a modelagem da geometria dos pontos de fixação das bandejas em que ligam o chassi e a manga de eixo. Neste contexto, utiliza-se o modelo SLA (*Short Long Arm*), que consiste da distância de ligação braço de suspensão superior ter um comprimento menor entre o chassi e a manga de eixo que o braço inferior, onde também o modelo SLA (*Short Long Arm*) proporciona um ganho de cambagem negativa com a oscilação da suspensão, resultando uma maior área de contato do pneu com o solo com este ganho de cambagem sendo o resultado da rolagem da carroceria.

Primeiramente, realizou-se a modelagem em CAD com o *software* SolidWorks da estrutura do veículo que é utilizada para a fixação da caixa de marcha (Figura 18).

Figura 18 - Agregado traseiro

Fonte: Autoria própria (2022)

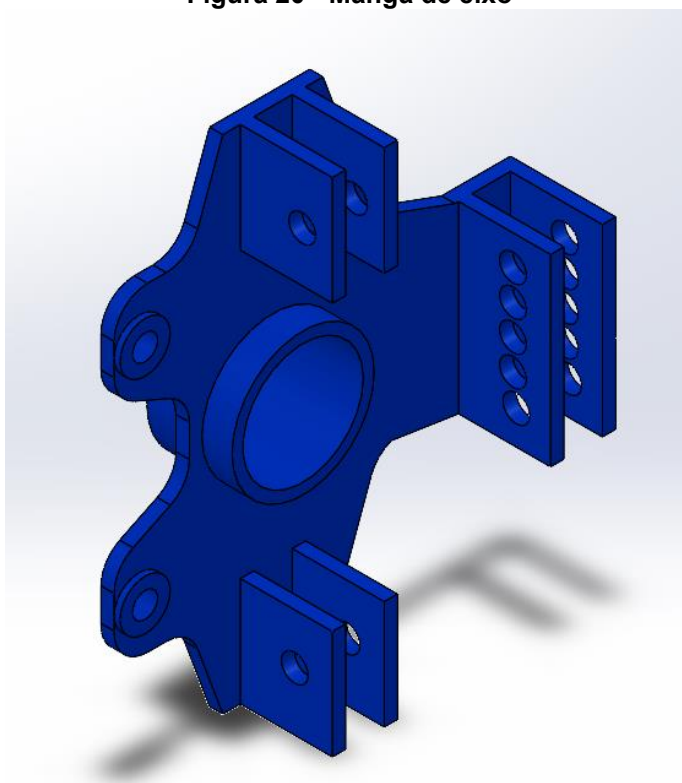
Em seguida, iniciou-se o desenvolvimento e dimensionamento dos pontos de fixação das bandejas de suspensão (em cor azul), braços de regulação de convergência ou divergência das rodas (em cor amarelo) e fixação dos amortecedores (em cor verde), conforme Figura 19, em que após as análises de mecanismos de conjuntos montados determinou-se uma distância de 230 mm entre os pontos de fixações da bandeja superior com a inferior.

Figura 19 - Agregado traseiro com pontos de fixação

Fonte: Autoria própria (2022)

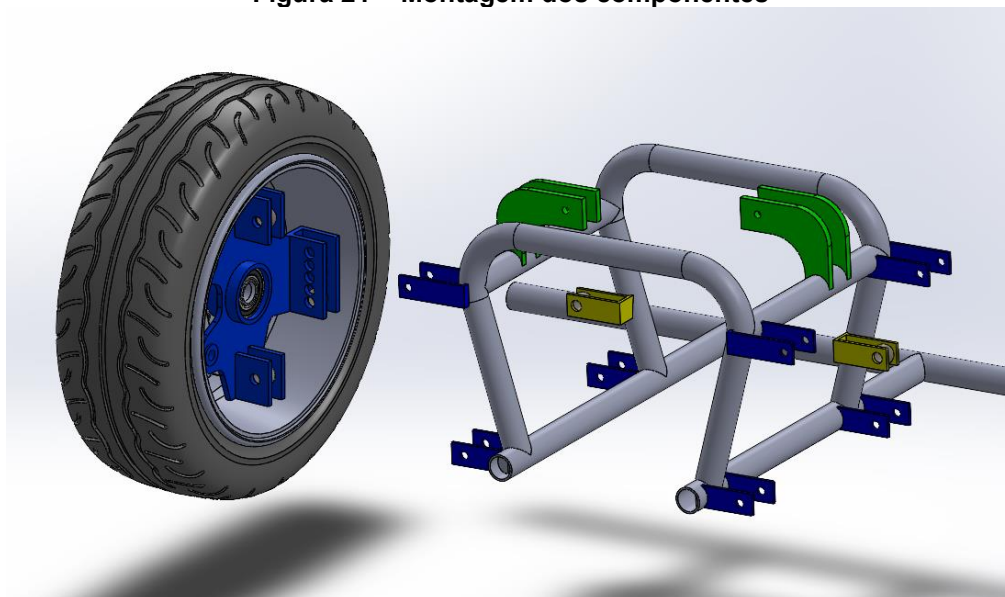
Portanto, seguindo a relação de distância da bandeja superior com a inferior do agregado de 230 mm, desenvolveu-se manga de eixo com a mesma medida (Figura 20) que também se projetou cinco pontos de ancoragem para o braço de regulagem da divergência ou convergência, visto que se busca que a suspensão SLA (*Short Long Arm*) trabalhe com as bandejas de forma paralelas, de modo a obter a mínima variação do centro de rolagem do veículo em relação ao solo, tendo maior estabilidade do mesmo.

Figura 20 - Manga de eixo



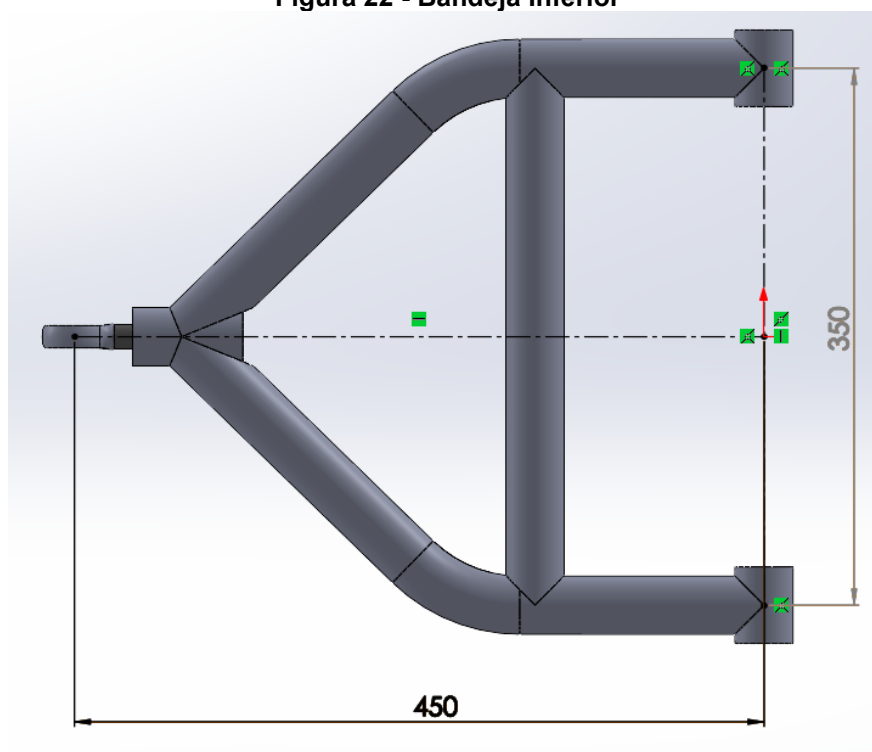
Fonte: Autoria própria (2022)

Para a modelagem e dimensionamento das bandejas de suspensão, efetuou-se uma montagem do conjunto de roda, pneu e seus componentes com a manga de eixo (Figura 21), e considerando um ângulo de zero graus para o caster, de modo a ter medidas iniciais para a construção das bandejas.

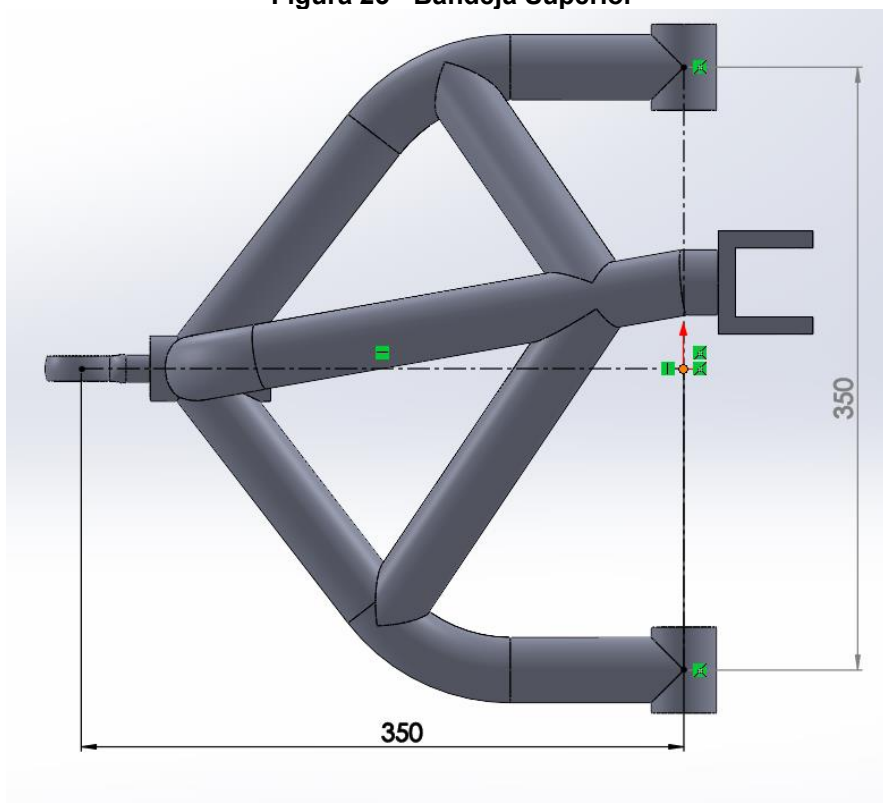
Figura 21 – Montagem dos componentes

Fonte: Aatoria própria (2022)

De tal modo que após análises de mecanismos da oscilação da suspensão define a bandeja inferior contendo um comprimento de 450 mm entre os pontos de fixação e a bandeja superior o comprimento de 350 mm, como se observa nas Figuras 22 e 23.

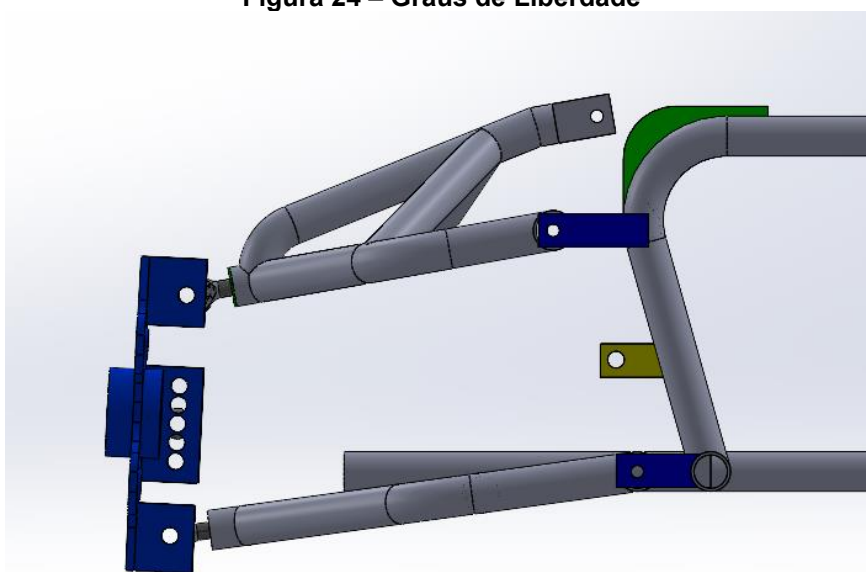
Figura 22 - Bandeja Inferior

Fonte: Aatoria própria (2022)

Figura 23 - Bandeja Superior

Fonte: Autoria própria (2022)

Onde com o a montagem do agregado, manga de eixo e bandejas inferior e superior obteremos o grau de liberdade do conjunto de suspensão, como observamos a seguir (Figura 24).

Figura 24 – Graus de Liberdade

Fonte: Autoria própria (2022)

Como podemos observar os dados iniciais são:

$$n = 4$$

$$j_p = 4$$

$$j_h = 5$$

Assim pela equação a seguir obtemos:

$$M = \text{graus de liberdade} = 3(n - 1) - 2j_p - j_h$$

Substituindo os valores:

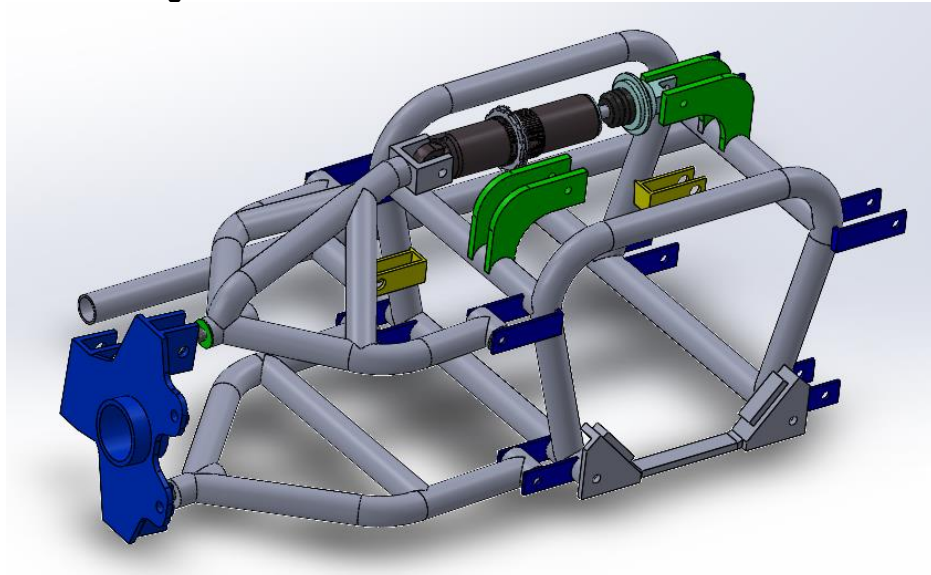
$$M = \text{graus de liberdade} = 3(4 - 1) - 2 * 4 - 0$$

$$M = 1$$

Assim resultando em um grau de liberdade para o conjunto de suspensão do protótipo.

Junto a composição das bandejas, deve-se realizar as fixações e posicionamento do conjunto de amortecedor e mola, tendo em vista que o semieixo passa entre as duas bandejas o espaço é reduzido, procurando uma fixação de trabalho adequada para o amortecedor, determinou-se o posicionamento deles deitados em cima da caixa de transmissão, sendo ancorados em um terceiro elo na bandeja superior e no agregado traseiro (Figura 25).

Figura 25 - Posicionamento do Amortecedor

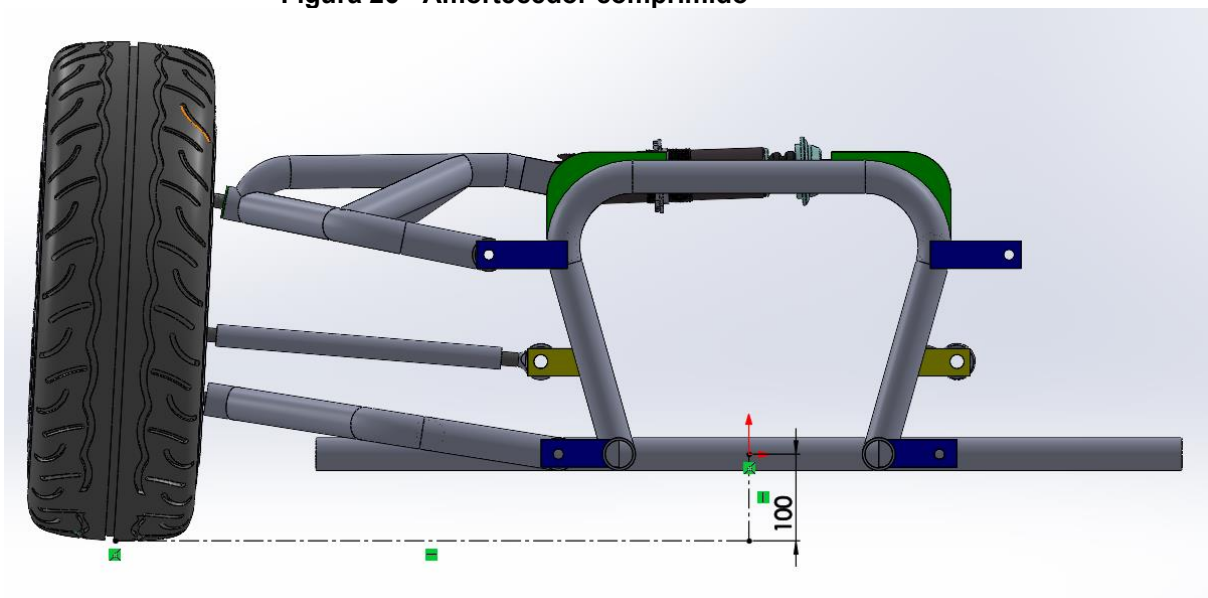


Fonte: Autoria própria (2022)

Para a geometria de suspensão utilizou-se um amortecedor com 50 mm de curso, resultando um curso de 172,5 mm na roda, conforme verificado na Figura 26,

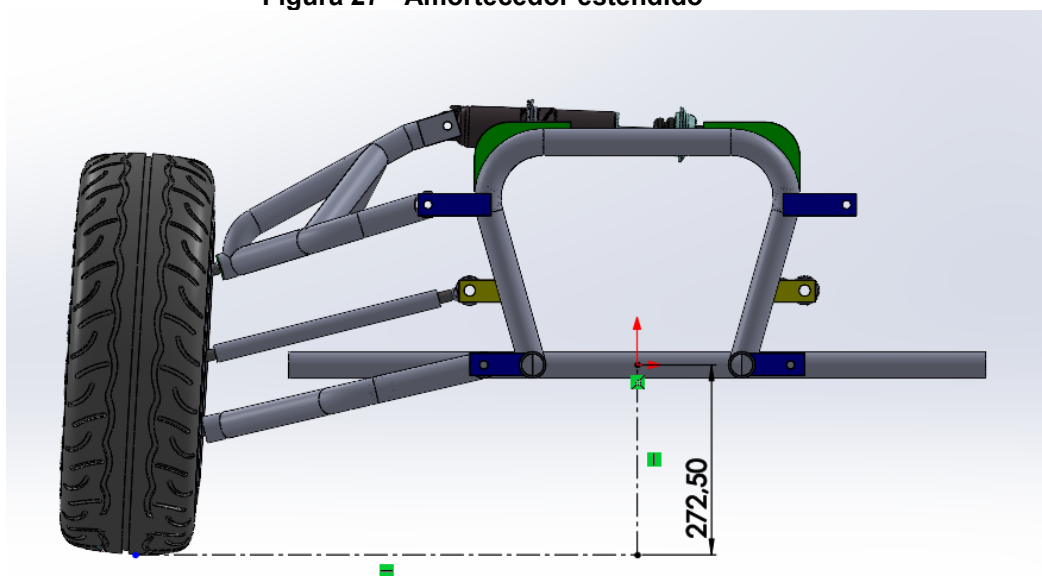
a posição da roda com total compressão do amortecedor obtendo uma distância de 100 mm do chassi com o solo e na Figura 27, sua posição com o amortecedor todo estendido resultando em uma distância de 272,5 mm com o solo, obtendo o curso de 172.5 mm na roda do protótipo.

Figura 26 - Amortecedor comprimido



Fonte: Autoria própria (2022)

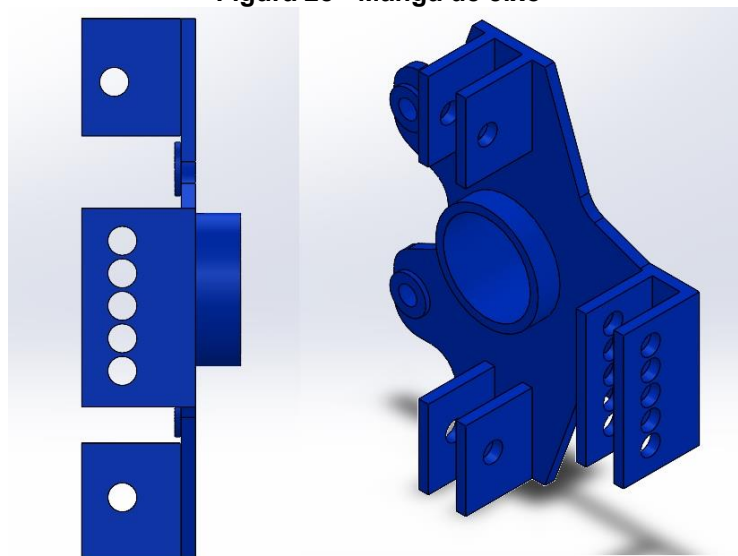
Figura 27 - Amortecedor estendido



Fonte: Autoria própria (2022)

Posteriormente à definição dos parâmetros e dimensões dos componentes já citados, iniciou-se o desenvolvimento dos pontos de ancoragem do braço de regulagem de convergência ou divergência, momento em que, nesta regulagem, obteve-se o sobre-esterçamento das rodas traseiras que, como descrito sobre a manga de eixo verifica-se há existência de cinco pontos de fixação do braço de direção (Figura 28).

Figura 28 - Manga de eixo



Fonte: Autoria própria (2022)

Com base nesses pontos, pode-se obter as seguintes configurações de variação da roda em relação com o chassi do veículo, sendo, na posição central sem variação de convergência ou divergência da roda, quando utilizado nas outras duas posições superiores proporcionaram que a roda seja convergente de modo que o amortecedor comprima e divergente ao ser estendido. Entretanto, posicionando nos furos inferiores, a roda possui um comportamento divergente ao ser comprimido o amortecedor e convergente ao ser estendido.

Projetou-se esse modelo de suspensão com estas opções de regulagem para as rodas traseiras, a fim de proporcionar com que o piloto ajuste ao seu modo de pilotagem ou características de pistas, deixando com que o veículo tenha uma perca maior ou menor na estabilidade do eixo traseiro.

Após concluir-se a modelagem de geometria da suspensão desenvolvida, realizou-se o estudo de movimento do conjunto de multicorpos no *software SolidWors*, assim obteve-se uma análise cinemática da suspensão.

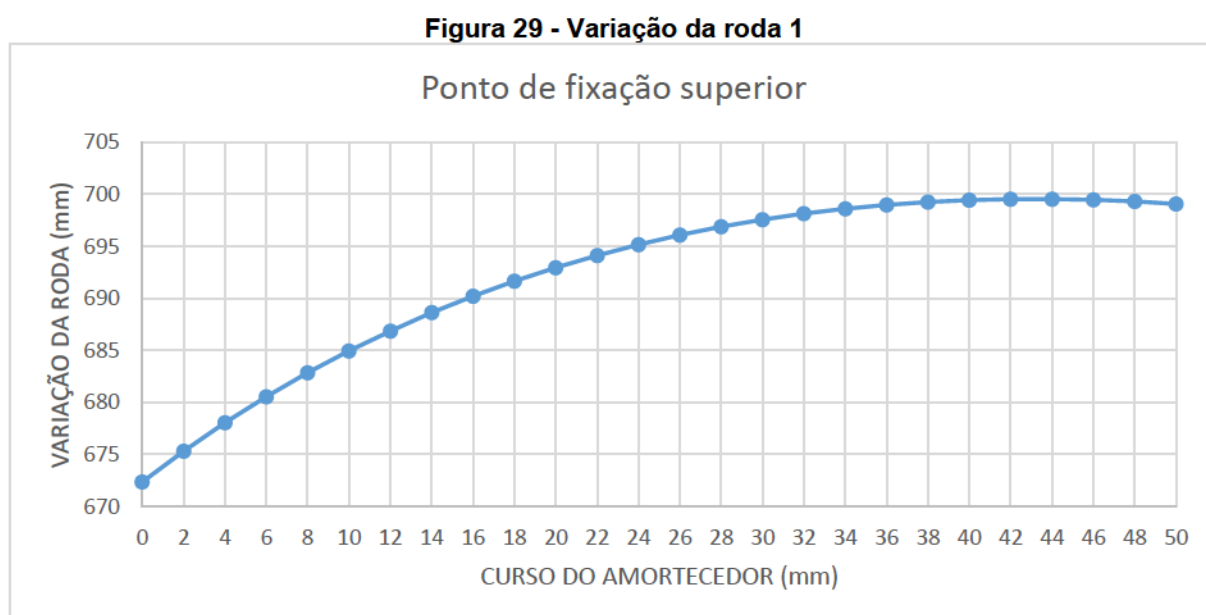
4 RESULTADOS

Na simulação, obtiveram-se dados de modo a ter um sistema com que possua uma regulagem de sua geometria nos parâmetros de convergência ou divergência e cambagem, possibilitando o sobre-esterçamento das rodas, o que melhora o desempenho em curvas, controle no ganho de cambagem negativa e proporciona um movimento da suspensão satisfatório comparado ao modelo que é usado atualmente o *Swing Axle*, assim cumprindo com os objetivos do trabalho.

4.1 Convergência e Divergência

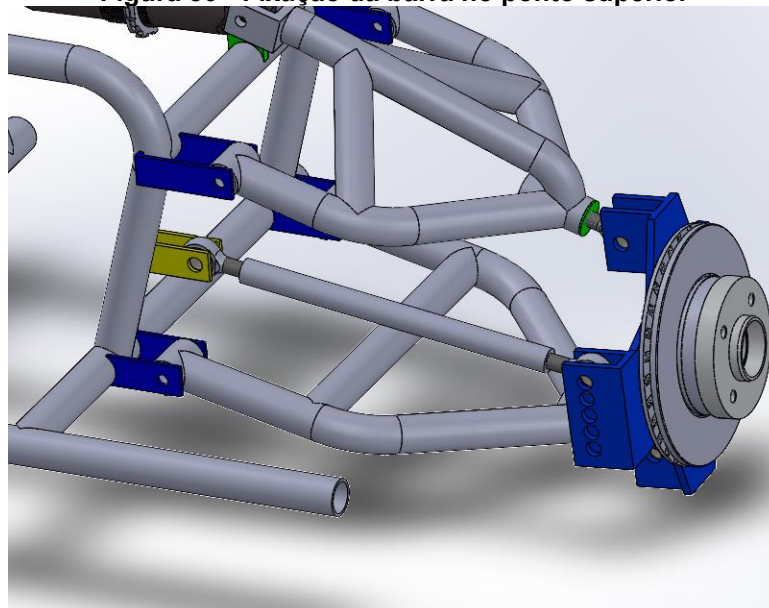
A partir das determinações iniciais do projeto da altura do solo de 190 mm, o amortecedor está 24 mm estendido. Assim, a Figura 29 representa a variação da convergência quando fixamos a barra de regulagem no ponto superior de fixação da manga de eixo (Figura 30), onde a variação da roda medimos a partir de uma linha projetada colinear com a manga de eixo e com o comprimento de 580 mm que é o diâmetro do pneu (Figura 31), em que foi realizado este método para os dois pontos analisados do sobre-esterçamento.

Quando o curso do amortecedor está totalmente comprimido a posição frontal da roda tende a se aproximar do chassi e ao amortecedor se estender a mesma acaba se distanciando ao chassi, constituindo em uma variação total de 26,7 mm, sendo o fechamento da roda de 22,8 mm do curso de 24 a 0 mm do amortecedor e a abertura de 3,9 mm do curso de 24 a 50 mm.



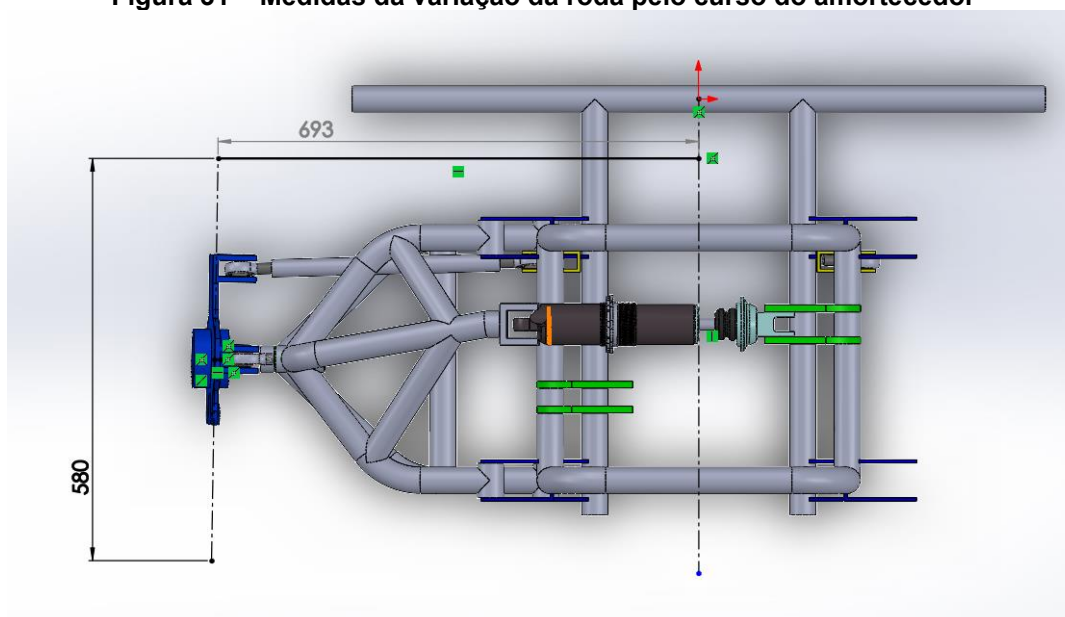
Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 30 - Fixação da barra no ponto superior



Fonte: Autoria própria (2022)

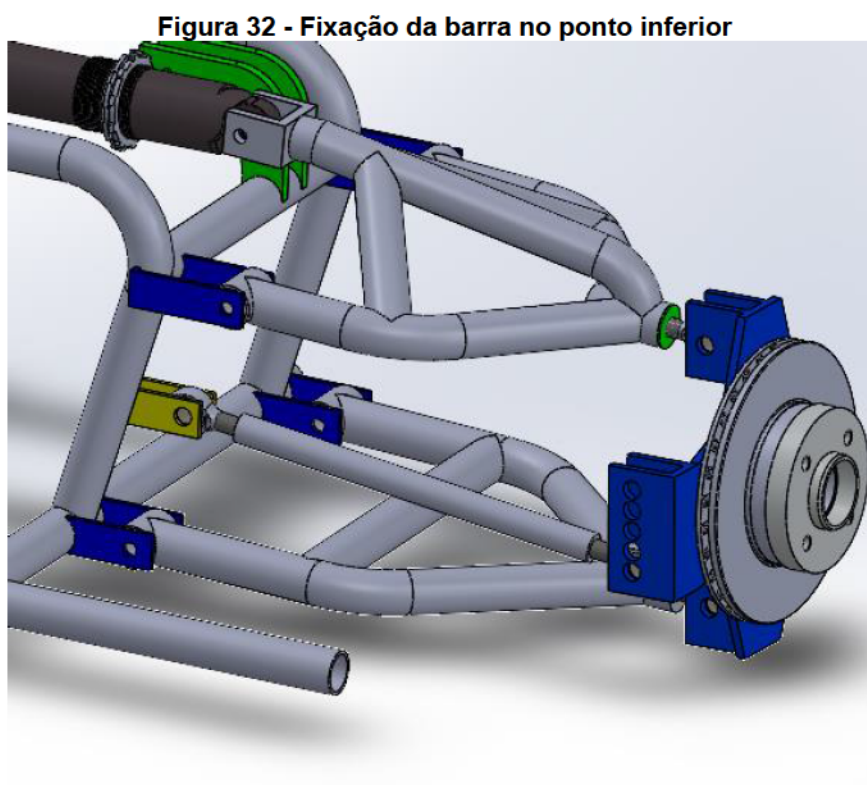
Figura 31 – Medidas da variação da roda pelo curso do amortecedor



Fonte: Autoria própria (2022)

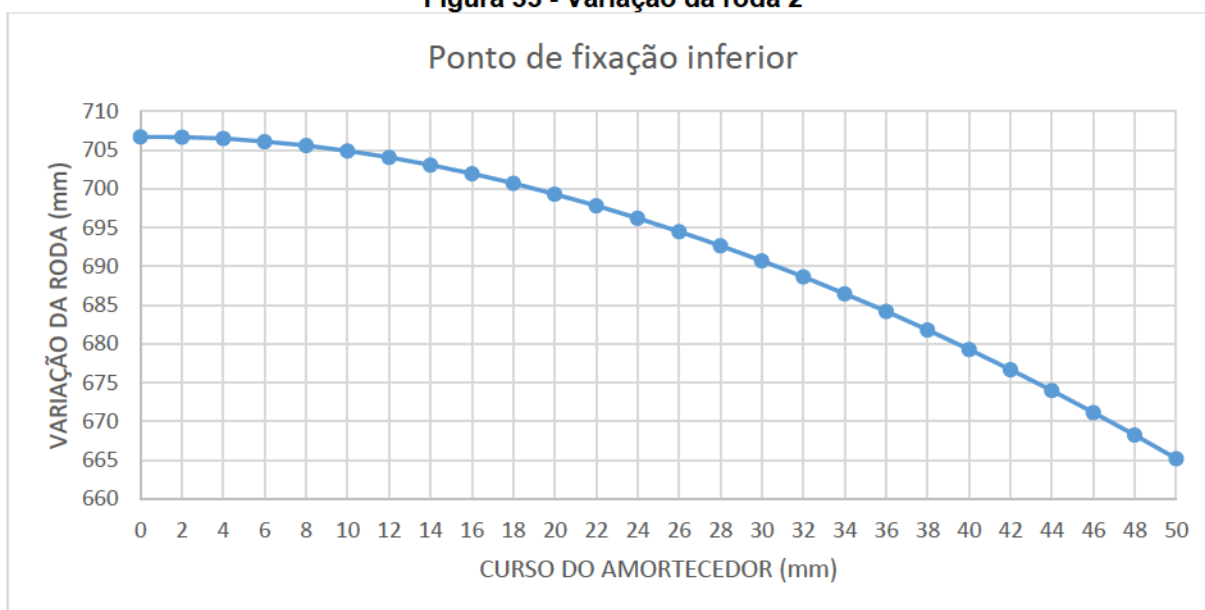
Mudando o ponto de fixação para o mais inferior (Figura 32), obteve-se o trabalho inverso da roda, ou seja, quando obtemos a compressão do amortecedor a parte frontal da roda afasta-se do chassi sendo um comportamento divergente e ao esticar-se o amortecedor a roda acaba se aproximando do chassi ocasionando um comportamento convergente, onde é representado pelo gráfico da Figura 33.

Contudo, obteve uma variação total de 41,46 mm, sendo que do ponto 24 a 0 mm do curso de amortecedor uma abertura de 10,47 mm, e o restante do curso de 24 a 50 mm resulta no fechamento da roda de 31 mm em relação ao chassi.



Fonte: Autoria própria (2022)

Figura 33 - Variação da roda 2

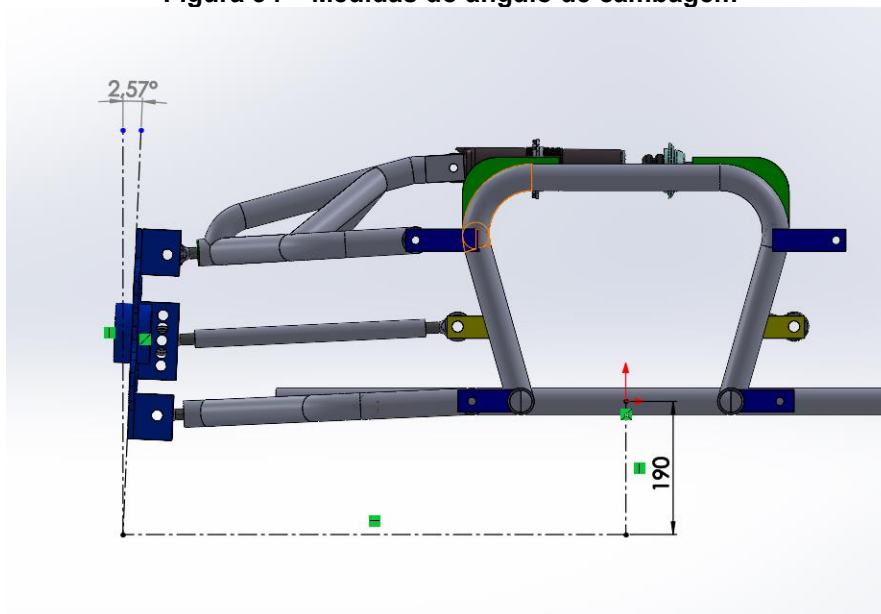


Fonte: Autoria própria (2022)

4.2 Cambagem

Para obtermos os dados da variação do ângulo de cambagem da roda em relação ao curso do amortecedor projetamos uma linha de colinear com a manga de eixo do veículo e encontramos o ângulo em relação a uma linha perpendicular com o solo com uma altura de 190 mm pois é a altura definida do chassi com o solo Figura 34.

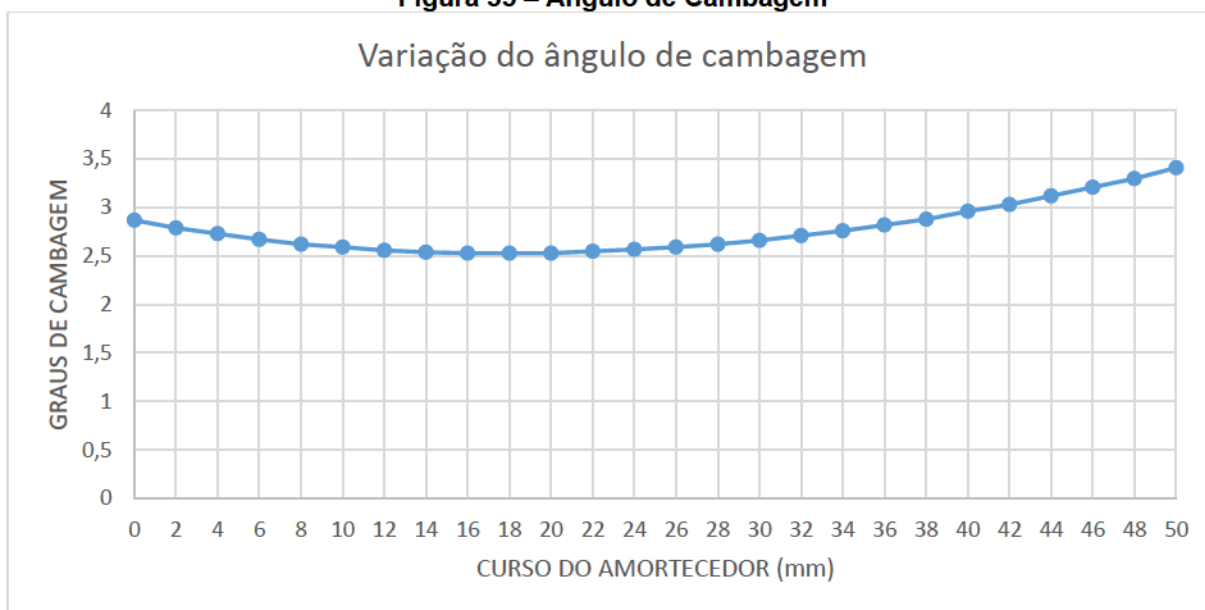
Figura 34 – Medidas do ângulo de cambagem



Fonte: Autoria própria (2022)

A Figura 35 representa a variação do ângulo de cambagem em relação ao curso do amortecedor, desde todo comprimido a todo estendido. Possibilitando assim observar-se o ganho de cambagem negativa tanto quando o amortecedor é comprimido até ser totalmente estendido.

Figura 35 – Ângulo de Cambagem



Fonte: Autoria própria (2022)

Podemos notar que, quando o amortecedor comprime de 24 mm à 10 mm temos uma leve variação de cambagem com tendência a ser positiva, o que procede em uma maior área de contato do pneu com o solo resultando em uma melhor tração para o veículo.

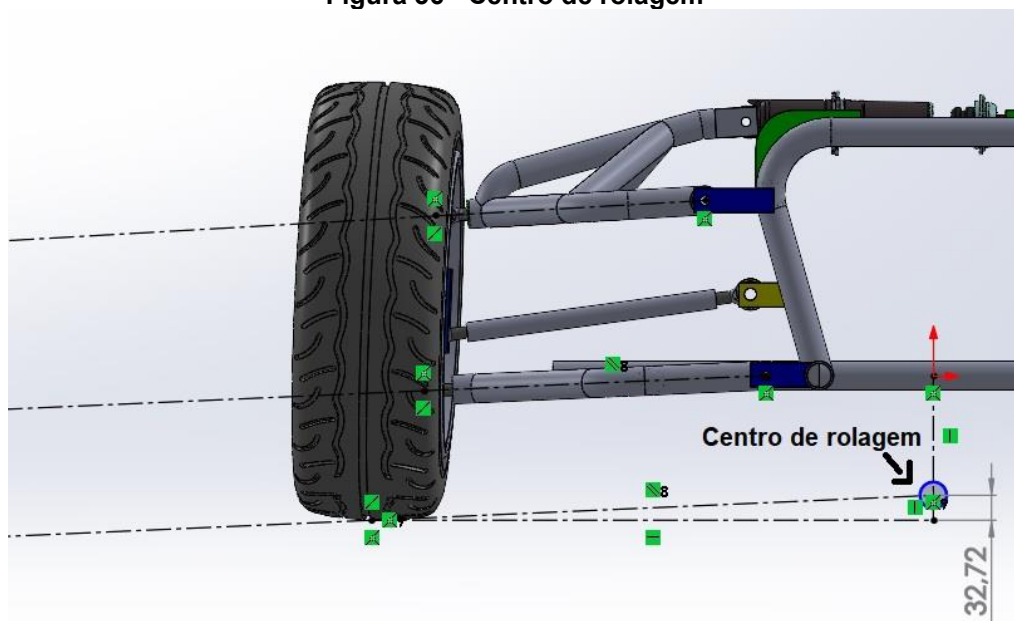
De modo a atender aos critérios iniciais do projeto que seria de não obter o alto ganho de cambagem positiva comparada ao modelo da suspensão *Swing Axle*, pois é uma das principais características da suspensão *Swing Axle*, assim melhorando a dirigibilidade do veículo.

4.3 Roll center – Centro de rotação

Partindo das referências bibliográficas definiu-se a posição das bandejas de forma paralelas, de modo a ter a mínima variação da altura do ponto de centro de rotação do veículo, para obtermos a altura de 190 mm da carroceria com o solo as bandejas ficaram com uma leve inclinação.

Pela Figura 36, demonstra-se o centro de rotação do veículo, onde é obtida traçando uma linha paralela as bandejas de suspensão até o cruzamento do meio do veículo, e para obter-se a altura do centro de rolagem é somente medir a distância do solo até o ponto encontrado anteriormente, neste caso foi de 32,72 mm.

Figura 36 - Centro de rolagem



Fonte: Autoria própria (2022)

5 CONCLUSÃO

Diante dos fatos analisados com o objetivo de realizar o desenvolvimento de uma geometria de suspensão aplicada para um protótipo off road, passando pela obtenção de dados do veículo como altura do solo, bitola do eixo traseiro e diâmetro do conjunto de roda e pneu para iniciar o desenvolvimento do estudo. Posteriormente, iniciou-se a modelagem e adequação da suspensão do tipo duplo A, de modo a analisar seu comportamento para atingir os parâmetros requeridos que são a obtenção de uma regulagem da geometria da roda, o sobre-esterçamento e o controle no ganho de cambagem. A fim de extrair as dimensões para cada componente.

Tomando início as características da suspensão *Swing Axle* em que não possui regulagem para câmber, divergência e convergência, para atuar como sobre-esterçamento, desenvolveu-se esta geometria de suspensão do tipo duplo A onde é possível realizar essas configurações.

Por meio dos resultados obtidos em gráficos resultantes das análises do trabalho da geometria pode-se observar as possibilidades de regulagens para a suspensão de acordo com as características de pista e parecer do piloto. Deste modo, o estudo de geometria de suspensão alcançou as expectativas do autor em solucionar o problema de limitações para a regulagem das rodas.

O modelo de suspensão proposto expõe a possibilidade de regulagem do ângulo de cambagem da roda e a realização do sobre-esterçamento deixando com que o veículo tenha uma menor ou maior estabilidade no eixo traseiro.

Com base nos dados apresentados neste Trabalho de Conclusão de Curso sugere-se como trabalhos futuros o modelamento completo da suspensão e uma análise de esforços em seus componentes. Deste modo, as simulações dinâmicas e estáticas podem ser consideradas com um modelo de circuito para, assim, avaliar-se os efeitos de cada configuração da geometria resultam no comportamento do veículo.

REFERÊNCIAS

ADAMS, H. **Chassis Engineering**. N.Y.: HP Books, 1993. 133 p. ISBN 1-55788-055-7.

ÂNGULO DE CÁSTER - SUSPENSÃO. Altura: 175 pixels. Largura: 300 pixels. 96 dpi. 24 BIT. 16 Kb. Formato JPG. Disponível em: <<http://ingopneus.com.br/blog/angulo-de-caster-suspensao/>>. Acesso em: 03 de maio de 2022.

CEPRA. **Colecção formação modular automóvel: Órgãos da suspensão e seu funcionamento**. 2ed, CEPRA – Núcleo de apoio gráfico, 94p. 2000.

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

JAZAR. Reza N. **Vehicle Dynamics theory and application**. SPRINGER - 2008

LIMAH. J. C. de. **Projecto da suspensão do veecort**. 2014. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, 2014. Disponível em: <<http://repositorio.ipl.pt/bitstream/10400.21/3412/1/Disserta%C3%A7%C3%A3o.pdf>>. Acesso em: 27 de abril de 2022.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race car vehicle dynamics**. SAE R – 146, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, USA, 1995

MENEZES, L. B. **Estudo no desenvolvimento de suspensão duplo “A” e aplicação em veículo de classe formula SAE**. TCC (graduação) – Universidade Federal de Santa Catarina. Campus Joinville. Bacharelado Interdisciplinar em Mobilidade. Joinville, 2016.

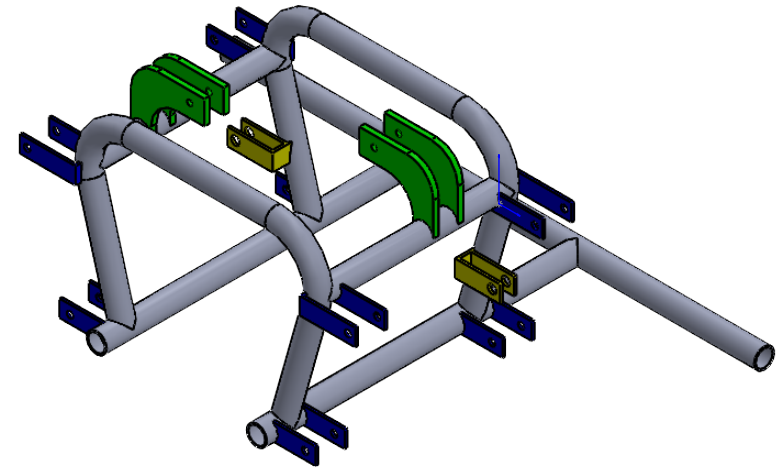
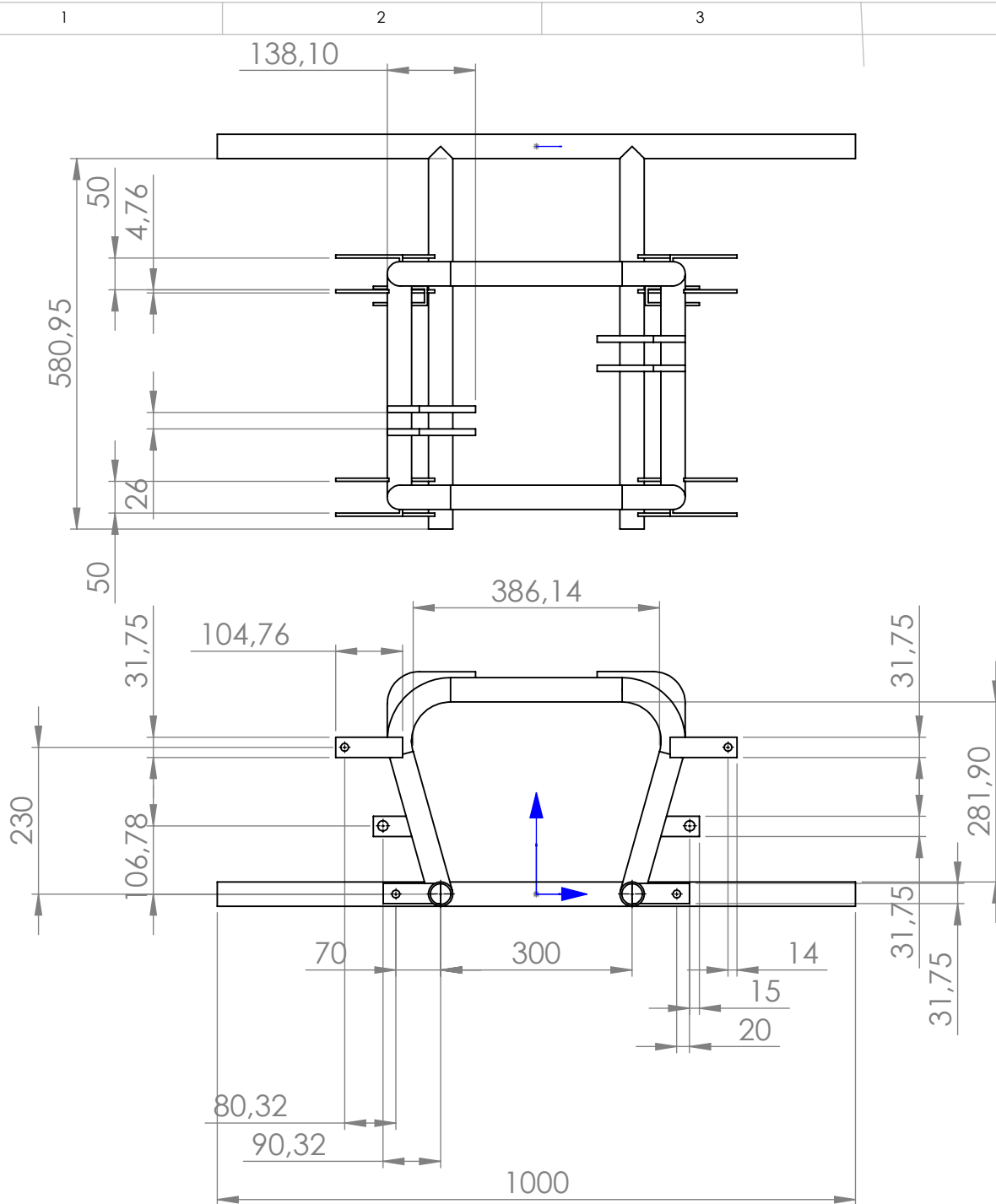
MYSZKA, D. H. **Machines & Mechanisms: Applied Kinematic Analysis**. 4^aed, Pearson – 2012.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. Ed. Society of Automotive Engineers, 2001.

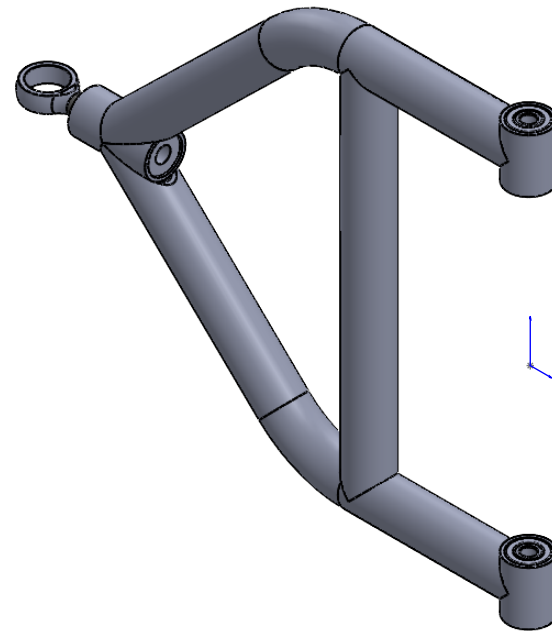
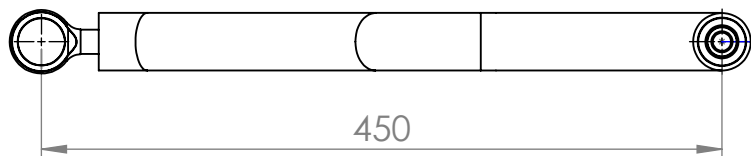
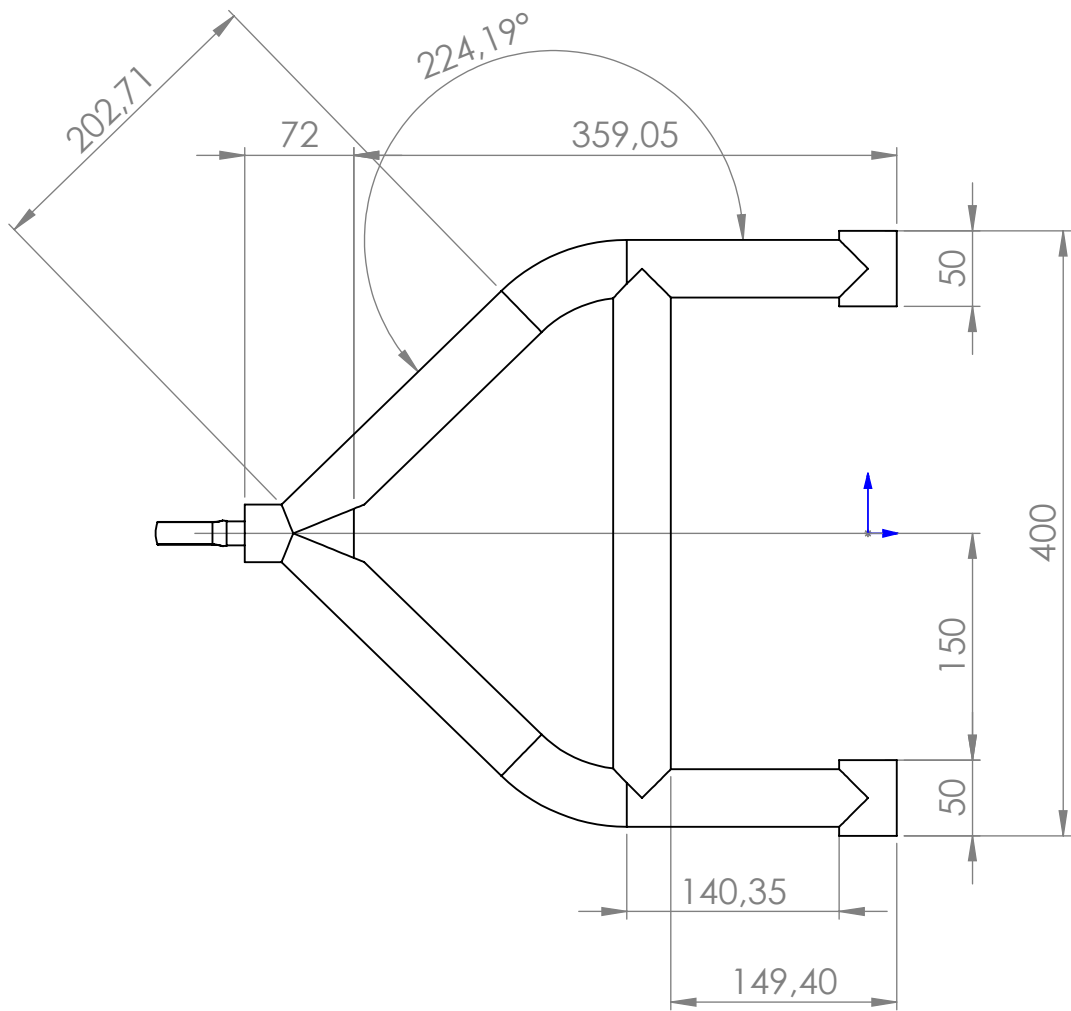
REZENDE, J. C. C., **Projeto e implementação de um modelo de suspensão automotiva em bancada de laboratório**. 2007. 157f. Dissertação (Mestrado em Engenharia), Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

NUNES, M. A. A.; SILVA, R. C., **MSC ADAMS: Guia prático de Utilização**, São Paulo: Editora Edgard Blücher, 2014. <<http://dx.doi.org/10.5151/BlucherOA-MSCAAdams>>

APENDICE A - DETALHAMENTO COMPONENTES DA SUSPENSÃO DO TIPO DUPLO A

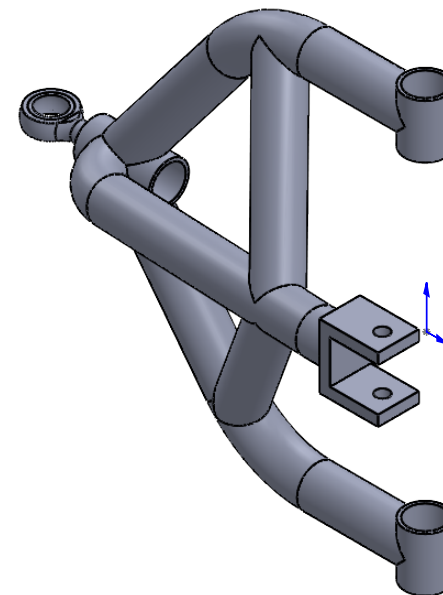
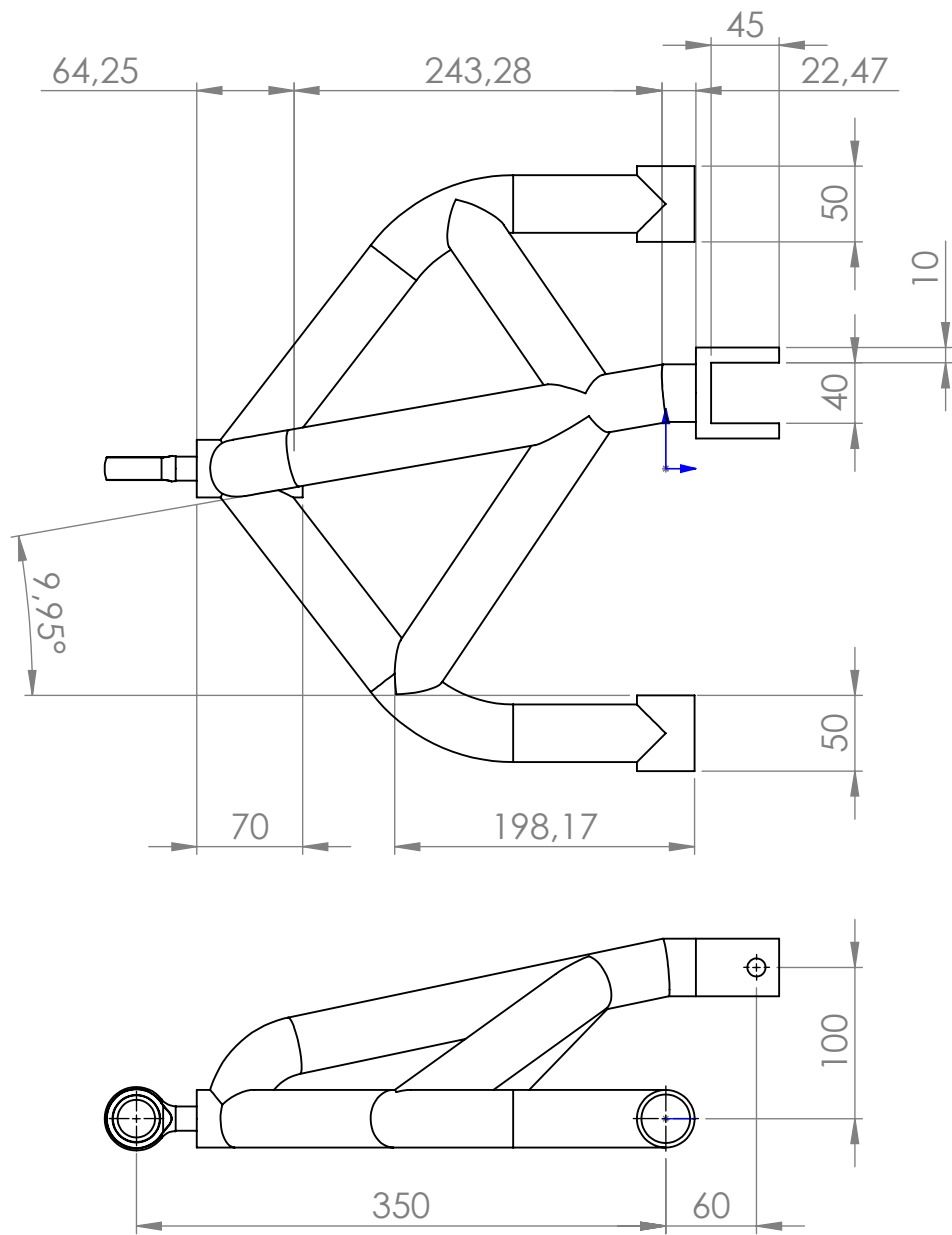


Quant.	Denominação	Material
	Agregado Traseiro	Aço sae 1020
NOME		Desenho n : 4
Des	Luiz G. Rabaioli	
Proj.	-	
Data	07/11/2022	
Dep.:	PROJETOS	Escala: 1:5
Título Agregado Traseiro		
OBS: Eliminar cantos vivos e rebarbas.		Em caso de dúvida, pergunte.



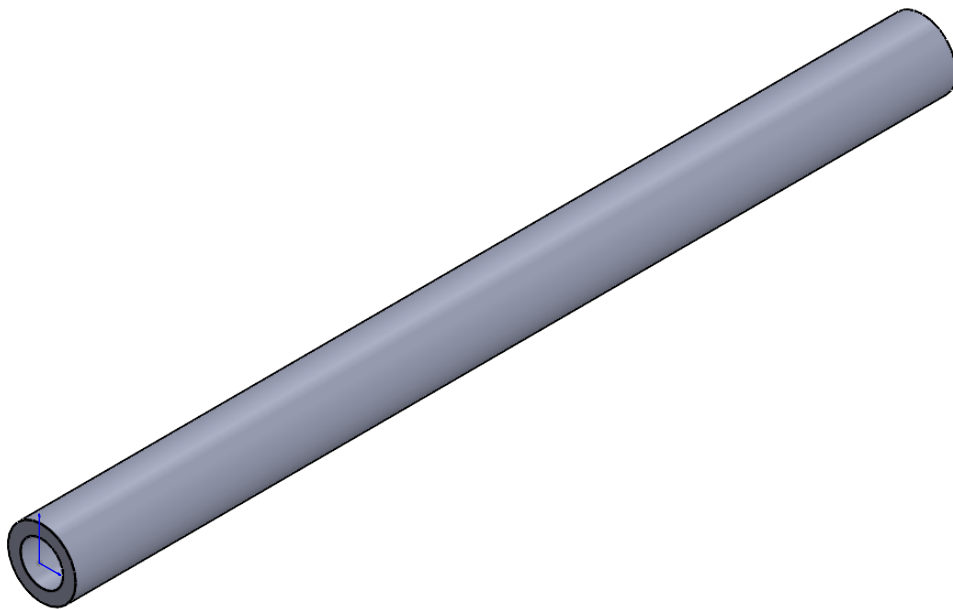
Terminal rotular M16
Tubo 38,1mm x 4mm

2	Bandeja inferior	aço sae 1020
Quant.	Denominação	Material
NOME		Desenho n : 1
Des	Luiz G. Rabaioli	
Proj.	-	Escala: 1:5
Data	07/11/2022	
Dep.:		
Título	Bandeja inferior	
OBS: Eliminar cantos vivos e rebarbas.		Em caso de dúvida, pergunte.

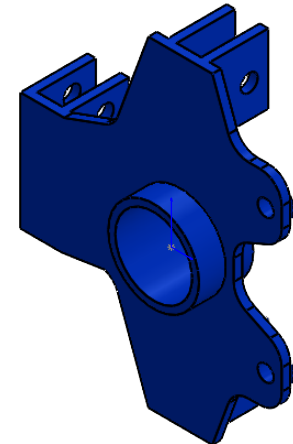
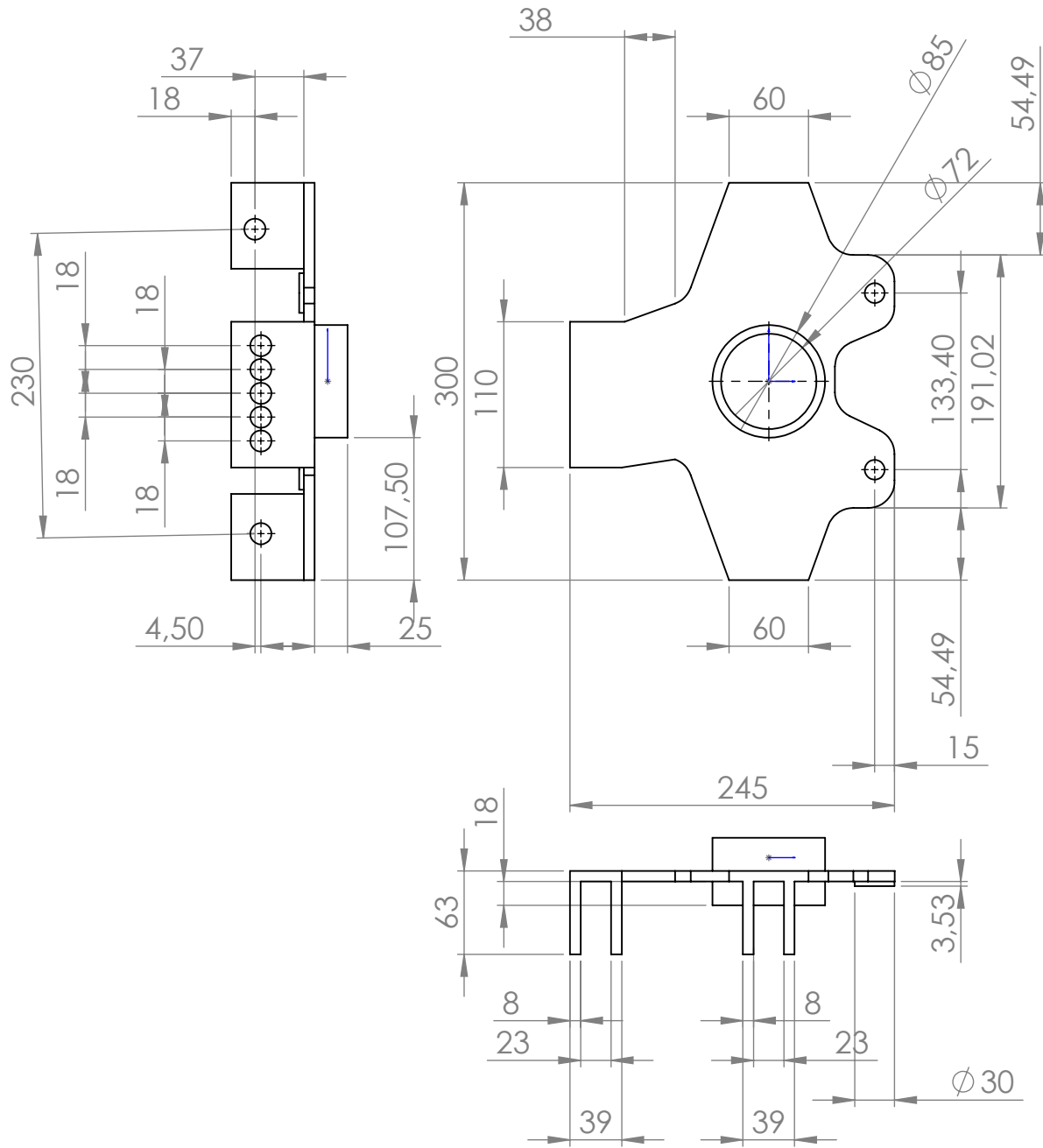


Terminal rotular M16
Tubo 38,1mm x 4mm

2	Bandeja Superior	Aço sae 1020
Quant.	Denominação	Material
NOME		Desenho n : 2
Des	Luiz G. Rabaioli	
Proj.	-	Escala: 1:5
Data	07/11/2022	
Dep.:	PROJETOS	
Título Bandeja Superior		
OBS: Eliminar cantos vivos e rebarbas.		Em caso de dúvida, pergunte.



2	Braço regulagem	Aço sae 1020
Quant.	Denominação	Material
NOME		
Des	Luiz G. Rabaioli	
Proj.	-	
Data	07/11/2022	
Dep.:	PROJETOS	Desenho n : 4
Título		Escala: 1:2
Braço Regulagem		
OBS: Eliminar cantos vivos e rebarbas.		Em caso de dúvida, pergunte.



2	Manga de eixo	Aço sae 1020
Quant.	Denominação	Material
NOME		Desenho n : 3 Escala: 1:5
Des	Luiz G. Rabaioli	
Proj.	-	
Data	07/11/2022	
Dep.:	PROJETOS	
Título	Manga de eixo	
OBS: Eliminar cantos vivos e rebarbas.		Em caso de dúvida, pergunte.