

CRISTIANO SHUJI SHIMADA RIGO

Desenvolvimento do sistema de direção para um protótipo de Fórmula SAE

Cristiano Shuji Shimada Rigo

Desenvolvimento do sistema de direção para um protótipo de Fórmula SAE

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá
2022

R375d Rigo, Cristiano Shuji Shimada
Desenvolvimento do sistema de direção para um protótipo de Fórmula SAE / Cristiano Shuji Shimada Rigo – Guaratinguetá, 2022.
87 f : il.
Bibliografia: f. 85

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2022.
Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

1. Automóveis Dinâmica. 2. Direção de automóveis. 3. Veículos off-road. I. Título.

CDU 629.113

Cristiano Shuji Shimada Rigo

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO
ADEQUADO COMO PARTE DO REQUISITO PARA A
OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE “GRADUADO EM
ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Celso Eduardo Tuna
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Me. ANTONIO DOS REIS FARIA NETO
UNESP-FEG


Profa. Me. SOFIA GLYNIADAKIS
UNESP-FEG

Fevereiro de 2022

Dedico este trabalho a minha família, pois é graças a todo seu esforço e suporte que hoje posso concluir esta etapa com sucesso.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por me cercar de uma família e amigos especiais, me considero sortudo por ter estas pessoas perto de mim nessa trajetória.

À minha família, a base de tudo na minha vida, meus pais Flávio e Marcia e irmãos Luciano e Giovanna, que sempre me apoiaram e me deram todo o suporte aos meus estudos.

Ao meus companheiros de turma, de Fórmula, de apartamento e de vida Leonardo e Celso, por estarem comigo nos momentos mais difíceis e felizes na universidade, concluo esta jornada com sucesso graças a eles.

À todos os membros e amigos que tive o prazer de trabalhar na equipe Unesp Racing, cada um fez parte do meu crescimento como pessoa e profissional.

À extensão Unesp Racing, onde vivi os momentos mais intensos e os maiores aprendizados na universidade, me trazendo os conhecimentos necessários para um Engenheiro.

Ao técnico do departamento de energia Antônio Rizzato, que se tornou um professor e um grande amigo, obrigado por todos os momentos de apoio, orientação e aprendizado.

Ao professor orientador Marcelo Sampaio Martins, pela orientação na minha monografia e incentivo ao ensino de qualidade na engenharia, professor excepcional.

À todos os servidores da Unesp Guaratinguetá, que de alguma maneira fizeram parte na minha trajetória e tornaram possível a conclusão desta etapa.

RESUMO

O projeto Fórmula SAE consiste em um projeto estudantil nas universidades do Brasil que busca incentivar o aluno de engenharia a aplicar os conhecimentos teóricos obtidos em sala de aula na prática, atuando com problemas e dificuldades reais, com o intuito de aproximar e preparar o aluno para o mercado de trabalho. O protótipo de Fórmula SAE é desenvolvido com o intuito de disputar a competição nacional da SAE, onde as equipes das variadas universidades do Brasil se reúnem para competir e demonstrar o projeto desenvolvido durante o ano. O projeto é dividido em diversos subsistemas responsáveis por cada setor do protótipo, motor, elétrica, transmissão, estruturas e dinâmica veicular. Este trabalho tem como foco o desenvolvimento do primeiro projeto de direção da equipe Unesp Racing, fundada em 2009, avaliando seu comportamento dinâmico e resistência dos componentes utilizando modelagem 3D e metodologias por elementos finitos, habilidades importantes para um engenheiro no mercado de trabalho.

PALAVRAS-CHAVE: Fórmula sae. Projeto. Direção. Elementos finitos. Dinâmica veicular.

ABSTRACT

The Formula SAE Project consists of a student project at universities in Brazil that seeks to encourage engineering students to apply theoretical knowledge obtained in the classes in practice, working with real problems and difficulties, in order to approach and prepare the student for the job market. The Formula SAE prototype is developed with the aim of competing in the national competition of the SAE, where teams from the various universities in Brazil meet to compete and present the project developed during the year. The project is divided into several subsystems responsible for each part of the prototype, engine, electrical, transmission, structures and vehicle dynamics. This work focuses on the development of the first steering project of the Unesp Racing team, founded in 2009, evaluating the dynamic behavior and resistance of components using 3D modeling and finite element methodology, important skills for an engineer in the job market.

KEYWORDS: Formula sae. Project. Steering. Finite elements. Vehicle dynamics

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Protótipo Fórmula SAE 2019.....	13
Figura 2 – Forças e momentos atuantes no pneu.....	16
Figura 3 – Cambagem positiva vista frontal veículo	16
Figura 4 – Convergência positiva vista superior veículo	17
Figura 5 – Graus de liberdade roda.....	17
Figura 6 – Eixo de direção.....	18
Figura 7 – Geometria 100% Ackerman.....	20
Figura 8 – Posicionamento para geometria 100% Ackerman.....	21
Figura 9 – Tipos de geometria de direção.....	22
Figura 10 – Inclinação Steering Arm.....	23
Figura 11 – Geometria Ackerman reverso.....	23
Figura 12 – Teste de esterçamento.....	24
Figura 13 – Caixa de direção.....	25
Figura 14 – Instant center.....	26
Figura 15 – Posicionamento barra de direção.....	27
Figura 16 – Interface Solidworks.....	29
Figura 17 – Interface Ansys mechanical.....	30
Figura 18 – Interface Lotus suspension analysis.....	30
Figura 19 – Modelo 3D protótipo 2019.....	31
Figura 20 – Entre-eixos vista lateral.....	32
Figura 21 – Bitola vista superior.....	33
Figura 22 – Centro de gravidade.....	33
Figura 23 – Medição da altura do CG.....	34
Figura 24 – Variáveis de cálculo altura do CG.....	35
Figura 25 – Diagrama de forças na frenagem.....	36
Figura 26 – Transferência longitudinal de carga.....	36
Figura 27 – Forças atuantes na frenagem.....	37
Figura 28 – Diagrama de forças na aceleração.....	38
Figura 29 – Aceleração lateral na curva.....	39
Figura 30 – Transferência lateral de curva.....	40
Figura 31 – Rolagem da massa suspensa na curva.....	41
Figura 32 – Manga de eixo antiga.....	42

Figura 33 – Ângulo de caster.....	43
Figura 34 – Kingpin inclination.....	44
Figura 35 – Montagem direção.....	45
Figura 36 – Gráfico steer-steer test.....	46
Figura 37 – Geometria 100% Ackerman.....	47
Figura 38 – Steering arm.....	48
Figura 39 – Lotus Suspension Geometria.....	49
Figura 40 – Deslocamento Roda x Cambagem.....	50
Figura 41 – Deslocamento Roda x Convergência.....	51
Figura 42 – Rolagem x Cambagem.....	52
Figura 43 – Cambagem negativa fórmula 1.....	53
Figura 44 – Rolagem x Convergência.....	54
Figura 45 – Pontos geometria de suspensão.....	55
Figura 46 – Diagrama de corpo livre manga de eixo.....	56
Figura 47 – Origem do eixo coordenado vista frontal e superior.....	58
Figura 48 – Matriz A e Inversa.....	64
Figura 49 – Montagem manga direita.....	65
Figura 50 – Pontos de fixação.....	66
Figura 51 – Curva S-N Aço SAE 1020.....	67
Figura 52 – Curva S-N Al 7075T6.....	67
Figura 53 – Curva S-N Aço AISI 1040.....	68
Figura 54 – Faces em contato.....	69
Figura 55 – Cálculo de pré-tensão parafuso M6.....	70
Figura 56 – Pré-tensão.....	71
Figura 57 – Eixos coordenados.....	72
Figura 58 – Forças Curva.....	73
Figura 59 – Forças Frenagem.....	74
Figura 60 – Convergência de malha.....	74
Figura 61 – Malha refinada.....	75
Figura 62 – Deformação na curva.....	76
Figura 63 – Deformação na frenagem.....	76
Figura 64 – Tensão manga na curva.....	77
Figura 65 – Tensão orelha na curva.....	77
Figura 66 – Tensão manga na frenagem.....	78

Figura 67 – Tensão orelha na frenagem.....	78
Figura 68 – Carregamento cíclico.....	79
Figura 69 – Fadiga manga na curva.....	79
Figura 70 – Fadiga orelha na curva.....	80
Figura 71 – Coeficiente de segurança na curva.....	80
Figura 72 – Fadiga manga na frenagem.....	81
Figura 73 – Fadiga orelha na frenagem.....	81
Figura 74 – Coeficiente de Segurança na Frenagem.....	82
Figura 75 – Usinagem.....	86
Figura 76 – Mangas traseiras.....	86
Figura 77 – Manga dianteira.....	87
Figura 78 – Manga dianteira montada.....	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados iniciais do protótipo.....	35
Tabela 2 – Esforços radiais nos eixos devido a frenagem.....	37
Tabela 3 – Esforços trativos nos eixos devido a frenagem.....	38
Tabela 4 – Esforços devido a aceleração.....	39
Tabela 5 – Esforços radiais nas rodas externas devido a curva.....	41
Tabela 6 – Esforços laterais nas rodas externas devido a curva.....	41
Tabela 7 – Eixo de direção na manga antiga.....	43
Tabela 8 – Eixo de direção projeto 2019.....	44
Tabela 9 – Steer-steer test.....	45
Tabela 10 – Geometria de direção 2019.....	48
Tabela 11 – Deslocamento da roda x Cambagem.....	50
Tabela 12 – Deslocamento da roda x Convergência.....	51
Tabela 13 – Rolagem x Cambagem.....	52
Tabela 14 – Rolagem x Convergência.....	53
Tabela 15 – Coordenadas sistema de suspensão.....	57
Tabela 16 – Vetores posição e magnitude.....	59
Tabela 17 – Vetores unitários.....	59
Tabela 18 – Vetores unitários centro da roda.....	61
Tabela 19 – Braço momento entre o “ <i>contact patch</i> ” e o centro da roda.....	63
Tabela 20 – Matriz B.....	63
Tabela 21 – Esforços atuantes nas mangas de eixo.....	64
Tabela 22 – Propriedades mecânicas.....	66
Tabela 23 – Conexões.....	69

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	JUSTIFICATIVAS DO TRABALHO	14
1.2	OBJETIVO.....	14
2	REVISÃO DE LITERATURA	15
2.1	SISTEMA DE DIREÇÃO.....	15
2.1.1	Comportamento do pneu	15
2.1.2	Eixo de Direção	18
2.1.3	Geometria Ackerman	20
2.1.4	Razão de esterçamento	24
2.1.5	Os efeitos do “Bump steer” e “Roll steer”	26
3	PROPOSIÇÃO	29
3.1	SOFTWARES UTILIZADOS NO PROJETO.....	29
3.2	CONTEXTUALIZAÇÃO.....	31
4	METODOLOGIA	32
4.1	PREMISSAS DE PROJETO.....	32
4.1.1	Posição do Centro de Gravidade	32
4.1.2	Cálculo de esforços atuantes nas rodas	35
4.1.2.1	Condição Limite de Frenagem.....	36
4.1.2.2	Condição Limite de Aceleração.....	38
4.1.2.3	Condição Limite de Curva.....	39
4.2	GEOMETRIA DE DIREÇÃO.....	42
4.2.1	Eixo de Direção	42
4.2.2	Steering Arm	45
4.2.3	Análise Cinemática	49
4.2.3.1	Bump.....	49
4.2.3.2	Roll.....	52
4.3	CÁLCULO DE ESFORÇOS NA MANGA DE EIXO.....	54
4.3.1	Metodologia para os cálculos	54
4.3.2	Desenvolvimento das equações	56
4.3.3	Vetores Coordenados	57
4.3.4	Somatório das Forças	59

4.3.5	Somatório de Momentos.....	60
4.3.6	Construção e Resolução das Matrizes.....	62
4.4	SIMULAÇÃO.....	65
4.4.1	Geometria e Materiais.....	65
4.4.2	Condições de contorno.....	68
4.4.2.1	Conexões.....	68
4.4.2.2	Forças.....	70
4.4.3	Malha.....	74
4.4.4	Resultados.....	75
4.4.4.1	Deformação.....	75
4.4.4.2	Tensão de von-Mises.....	77
4.4.4.3	Fadiga.....	79
5	CONCLUSÃO.....	83
	REFERÊNCIAS.....	85
	APÊNDICE A – Manufatura manga de eixo.....	86

1 INTRODUÇÃO

O projeto Fórmula SAE consiste em uma competição de âmbito nacional promovida pela SAE Brasil (“*Society of Automotive Engineers*”) com o objetivo de melhorar a formação do profissional de engenharia estimulando o uso dos conceitos teóricos aprendidos na sala de aula em um projeto com aplicação real e prática, além de também estimular o desenvolvimento de habilidades necessárias no mercado de trabalho de engenharia como resolução de problemas, trabalho em equipe e outras diversas características valorizadas no meio profissional. A SAE Brasil foi constituída em 1991 e teve sua primeira competição nacional de protótipos Fórmula SAE em 2004, em sua 16ª edição realizada em 2019 teve-se a participação de 58 equipes de diferentes universidades do Brasil. FÓRMULA sae. **SAE Brasil**, 2019. Disponível em: <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil/>. Acesso em: 15 de Ago. 2021.

O projeto de extensão Unesp Racing foi fundado em 2008, a cada ano a equipe conta com uma média de 40 integrantes divididos em cada subsistema responsável pelo projeto e manufatura de cada setor do protótipo, sendo eles: Elétrica, “*Powertrain*”, Estruturas, Dinâmica Veicular e Administrativo. Na Figura 1 pode-se ver o protótipo de 2019.

Figura 1 – Protótipo Fórmula SAE 2019



Fonte: Autoria própria (2019).

O subsistema de dinâmica veicular pode ser dividido entre os sistemas de freios, fuspensão e fireção de um protótipo. O sistema de direção vai ter como componentes mecânicos principais as mangas de eixo dianteira, cubo de roda, braço de direção, coluna de direção, cremalheira, roda e pneu, todos estes componentes vão trabalhar em conjunto com os sistemas de suspensão, sendo eles, braços de suspensão, “*bell crank*” e conjunto mola/amortecedor, todos os componentes são projetados e dimensionados juntos de maneira que o carro possa ter estabilidade e bom desempenho nas situações dinâmicas, com o intuito de transferir toda a potência produzida pelo motor para a roda.

1.1 JUSTIFICATIVAS DO TRABALHO

Para obter um bom desempenho e classificação na competição nacional de Fórmula SAE, é necessário realizar uma apresentação técnica de como foi projetado cada subsistema do veículo, desta maneira foi necessário desenvolver, documentar e apresentar todos os cálculos realizados para a apresentação técnica e assim obter um bom desempenho para a equipe Unesp Racing, representando a Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá na competição. Além disso, a evolução e melhoria de um projeto mecânico faz parte do aprendizado dos alunos na extensão, onde consegue-se aplicar conceitos teóricos no desenvolvimento desse projeto, sempre melhorando os projetos antecedentes realizados por alunos. Este foi o primeiro projeto de direção desenvolvido pela equipe, sendo importante para a evolução e o crescimento do “*know-how*” no subsistema de direção e para a utilização como base para futuros projetos de estudantes que participem do projeto e deste subsistema.

1.2 OBJETIVO

Demonstrar o desenvolvimento de um projeto do sistema de direção para um protótipo de Fórmula SAE, utilizando conceitos teóricos para o dimensionamento de uma manga de eixo e fazendo análises estáticas e dinâmicas para a melhor performance do protótipo, buscando a maior estabilidade direcional.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Ao final da revisão de literatura será disponibilizado um glossário com a explicação de cada termo técnico citados neste trabalho, já que o tema engloba terminologias técnicas padrões utilizadas na engenharia de dinâmica veicular.

2.1 SISTEMA DE DIREÇÃO

O sistema de direção de um veículo é composto por alguns componentes mecânicos que vão definir o comportamento do veículo em situação dinâmicas (aceleração, frenagem e curva), para isso é importante o dimensionamento e montagem desses componentes para que o veículo tenha o desempenho dinâmico esperado pelo seu projeto.

Segundo Milliken (1995), um bom projeto de direção vai evitar que as rodas “briguem” ou percam aderência em curvas (rolagem do chassis) e que os movimentos verticais da suspensão, “*rebound*” e “*jounce*” causem esterçamento das rodas (instabilidade da direção).

Para isso é necessário levar em conta parâmetros como a Geometria Ackerman, Eixo de direção, Ângulo de esterçamento e os efeitos de esterçamento da roda devido a rolagem e o “*Bump*” do chassis do veículo, que ocorre com a movimentação vertical do chassis devido a compressão (“*jounce*”) e extensão (“*rebound*”) do amortecedor ao passar em buracos na pista. (MILLIKEN, 1995)

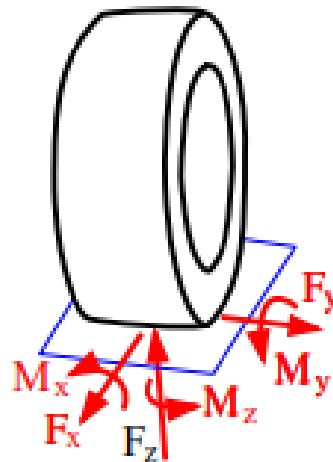
2.1.1 Comportamento do Pneu

O único ponto de contato do carro com o solo é o pneu, onde este sofre todas as forças provenientes deste contato e transmite para os demais componentes estruturais de suspensão e chassis do veículo.

O efeito das forças de contato podem ser totalmente descritas pelo vetor de uma força e um torque em referência ao “*contact patch*” (ponto de maior contato do pneu com o solo, sendo o ponto onde é considerada a atuação das forças). (RILL, 2003)

Pode-se analisar na Figura 2, todas os vetores de forças e momentos atuantes no “*contact patch*”.

Figura 2 – Forças e momentos atuantes no pneu



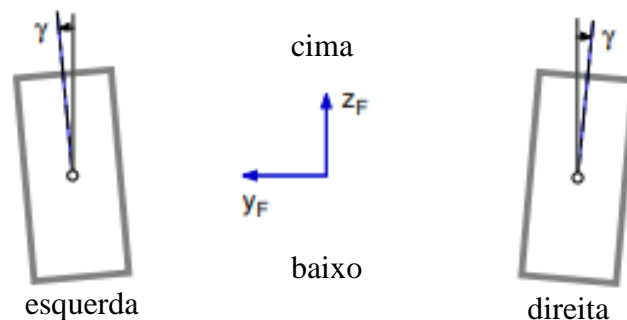
Fonte: Rill (2003).

Onde tem-se a atuação das Forças longitudinais (F_x) provenientes de aceleração e frenagem, a Força lateral (F_y) proveniente de curvas e a Força vertical (F_z) proveniente da massa do carro responsáveis por gerar os torques de acordo com a distância do “*contact patch*” com o eixo de esterçamento, que será abordado no eixo de direção á frente.

O comportamento dinâmico das rodas vai ser definido por dois tipos de movimentações distintas, a cambagem e a convergência.

Segundo Rill (2003) o ângulo de cambagem vai ser a inclinação do eixo vertical da roda em relação ao eixo vertical global. A cambagem é negativa se o topo do pneu estiver apontando para dentro do chassis e positiva se estiver apontando para fora, como se ve na Figura 3.

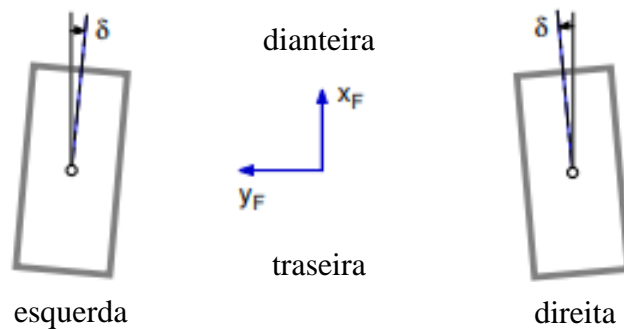
Figura 3 – Cambagem positiva – vista frontal veículo



Fonte: Adaptado de Rill (2003).

O ângulo entre a direção longitudinal do veículo e o eixo vertical da roda na vista superior é chamada de convergência, é positiva ou convergente se a frente do pneu estiver apontando para dentro do chassi e negativa ou divergente se estiver apontando para fora, como se ve na Figura 4.

Figura 4 – Convergência positiva – vista superior veículo

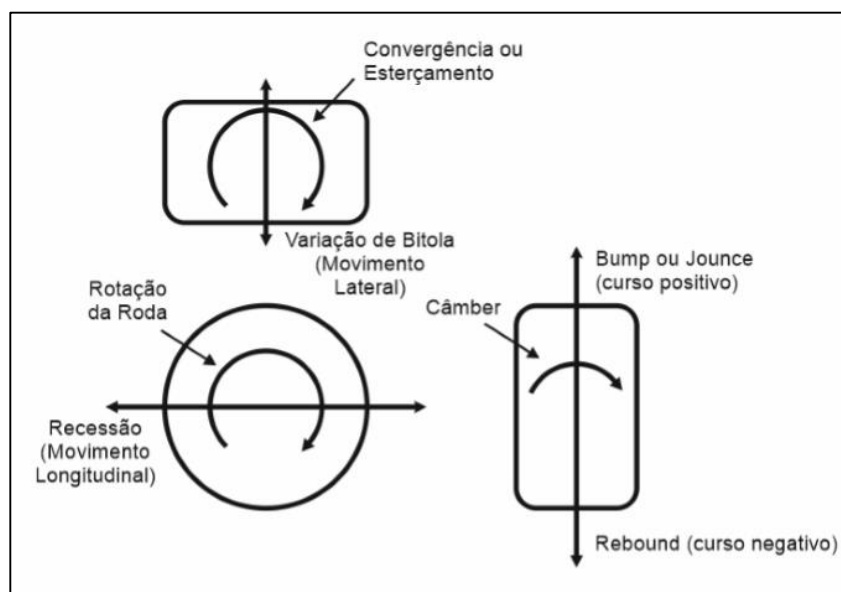


Fonte: Adaptado Rill (2003).

Estas movimentações das rodas podem ser vantajosas ou não de acordo com a situação dinâmica envolvida, um bom projeto de direção visa a controlar essas movimentações para extrair o melhor delas.

Assim pode-se analisar na Figura 5 todos os graus de liberdade de uma roda.

Figura 5 – Graus de Liberdade roda

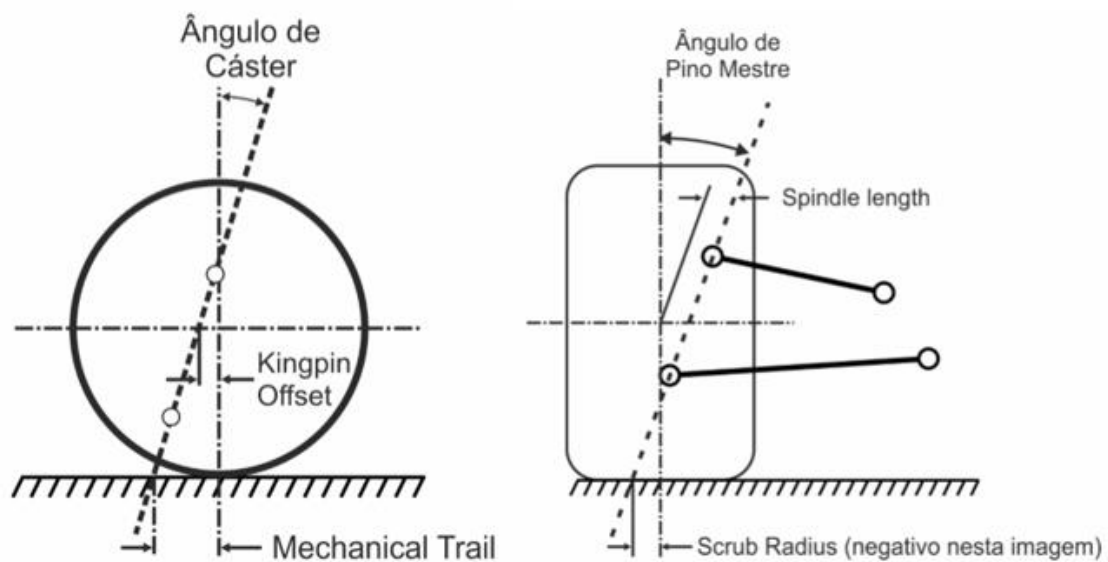


Fonte: Adaptado de Rill (2003).

2.1.2 Eixo de Direção

O eixo de direção é definido pelo eixo formado pelos pontos de ancoragem da manga de eixo com os braços de suspensão, segundo Milliken (1995) para veículos mais antigos este eixo era composto por um pino mestre formando um eixo rígido, porém por questões de desempenho e espaço foram introduzidas por Maurice Olley em 1932 na Cadillac terminais rotulares para ancorar a manga de eixo nas bandejas de suspensão, definindo um eixo de direção imaginário, é possível analisar a inclinação deste eixo nas duas vistas (lateral e frontal da roda) definindo o ângulo de caster e o ângulo de pino mestre, assim denominados por Milliken (1995), pode-se observá-las na Figura 6.

Figura 6 – Eixo de direção



Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Analisando a Figura 6, tem-se do lado esquerdo a vista lateral da roda e no lado direito a vista frontal, é possível verificar também os pontos de ancoragem da manga com o braço de suspensão denominados pelas siglas UBJ (“*Upper Ball Joint*”) e LBJ (“*Lower Ball Joint*”).

Observando a vista frontal verifica-se a inclinação do eixo de direção sendo chamada de ângulo de pino mestre (“*kingpin inclination*”), considerando a linha de centro horizontal da roda, a distância do eixo de direção até o centro da roda é definida como “*spindle length*” e no plano de maior contato do pneu com o solo a distância do eixo de direção com o eixo vertical do centro da roda é chamado de “*scrub radius*”.

A montagem e dimensionamento da manga de eixo e cubo de roda vão ter impacto direto nesses parâmetros, resultando em influências dinâmicas.

O ângulo de pino mestre e o “*spindle length*” produzem um efeito de levantamento do veículo quando este é esterçado, independente do lado da curva. Este levantamento do carro produz um torque auto-alinhante no veículo em baixas velocidades. (MILLIKEN, 1995)

Segundo Milliken (1995), o ângulo de pino mestre afeta a cambagem ao esterçar a roda do veículo. Quando a roda é esterçada em ambos os lados ela ficará com a cambagem positiva, este efeito acaba sendo pequeno, porém pode ser significativo em curvas fechadas.

Segundo Gillespie (1992), as forças resultantes das irregularidades no pavimento e as forças trativas (aceleração e frenagem) são aplicadas no centro da banda do pneu (região de maior contato com o solo) e produzem momento em torno do eixo de pino mestre. A magnitude deste momento é proporcional ao “*scrub radius*” que vai funcionar como um braço de alavanca, assim as forças do solo aplicam um torque no eixo de pino mestre que tende a convergir a roda no caso do “*scrub radius*” negativo como na Figura 6 e divergir a roda no caso do “*scrub radius*” positivo.

Analisando agora a vista lateral na imagem da esquerda da Figura 6, pode-se observar o ângulo de caster, o “*kingpin offset*” (distância horizontal do centro da roda até o eixo de pino mestre) e o “*mechanical trail*” sendo a distância do centro da roda até a projeção do eixo no solo.

Segundo Milliken (1995) o caster causa um efeito auto-alinhante no pneu devido ao momento de reação gerado pela força lateral. A Força Lateral (F_y) é a força que vai agir no pneu durante a curva, como existe o “*mechanical trail*” que vai atuar como braço de alavanca entre o ponto de ação da força e o eixo de esterçamento, acaba-se gerando um torque auto-alinhante nas rodas, por isso ao se fazer uma curva e soltar o volante, o carro tende a voltar a andar em linha reta, trazendo estabilidade para o carro. No entanto, ao mesmo tempo que traz estabilidade, este momento auto-alinhante faz com que a força para esterçar a roda em uma curva seja maior, deixando a direção mais “dura”. Além disso se o caster for muito elevado o piloto pode perder a sensibilidade dos pneus, não sendo recomendado para um projeto de direção.

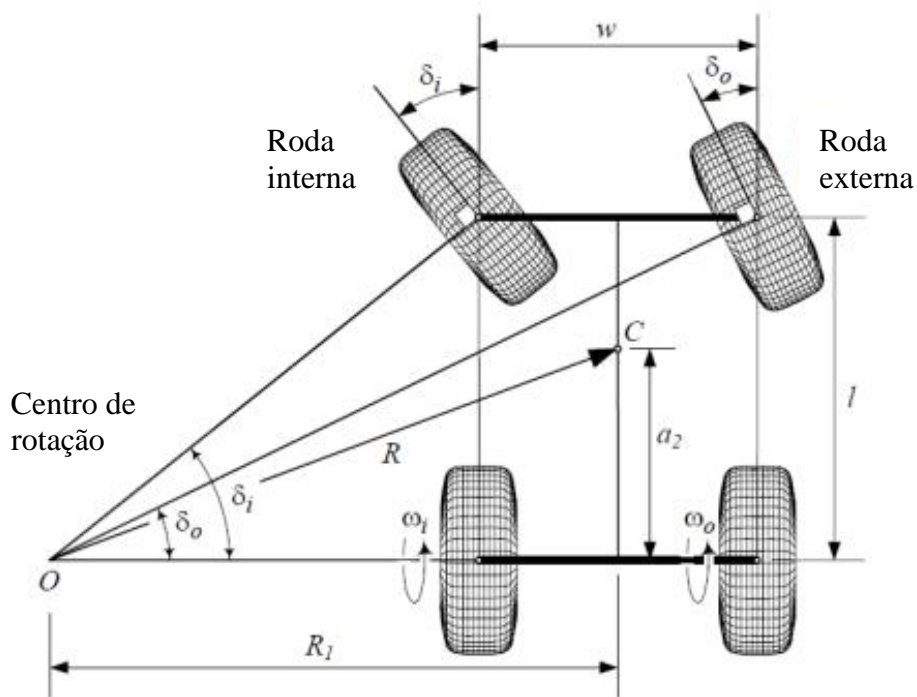
O ângulo de caster vai afetar também a cambagem devido ao esterçamento, com o caster positivo a roda de fora da curva vai ficar com cambagem negativa enquanto a roda de dentro da curva vai ter cambagem positiva, sendo um efeito favorável para manter a aderência dos pneus na curva. (MILLIKEN, 1995)

2.1.3 Geometria Ackerman

Para ter uma direção com bom funcionamento para determinadas condições de pista, é necessário ter uma harmonia das 4 rodas no esterçamento delas, para isso existe a geometria Ackerman que pode variar de 0% a 100% dependendo do dimensionamento e posição da barra de direção e caixa de direção.

Segundo Jazar (2008), para uma geometria 100% Ackerman em uma curva os 4 pneus devem estar alinhados de forma que as linhas perpendiculares ao eixo longitudinal do pneu se encontrem no mesmo ponto, desta maneira as rodas não vão ‘brigar’ e estarão traçando a mesma trajetória na curva. A Figura 7 exibe um exemplo da geometria 100% Ackerman.

Figura 7 – Geometria 100% Ackerman



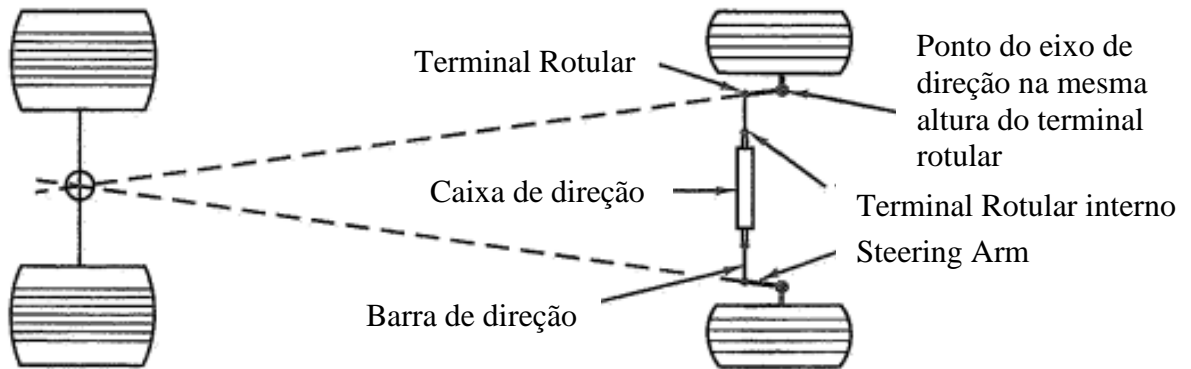
Fonte: Adaptado de Jazar (2008).

Pode-se notar na Figura 7 que para ter uma geometria 100% Ackerman o ângulo de esterçamento das rodas dianteiras não será o mesmo, justamente por que o raio de curva para a roda esquerda (interna a curva) é diferente da roda direita (externa a curva).

Segundo Milliken (1995), para obter esta geometria, a barra de direção e a “*Steering arm*” devem ser posicionadas de modo que a projeção do “*Steering arm*” se encontre no centro do eixo traseiro do veículo. A barra de direção é a barra que liga a caixa de direção a

manga de eixo, e a “*Steering arm*” a peça de fixação dessa barra na manga. É possível visualizar o esquema na Figura 8.

Figura 8 – Posicionamento para Geometria 100% Ackerman

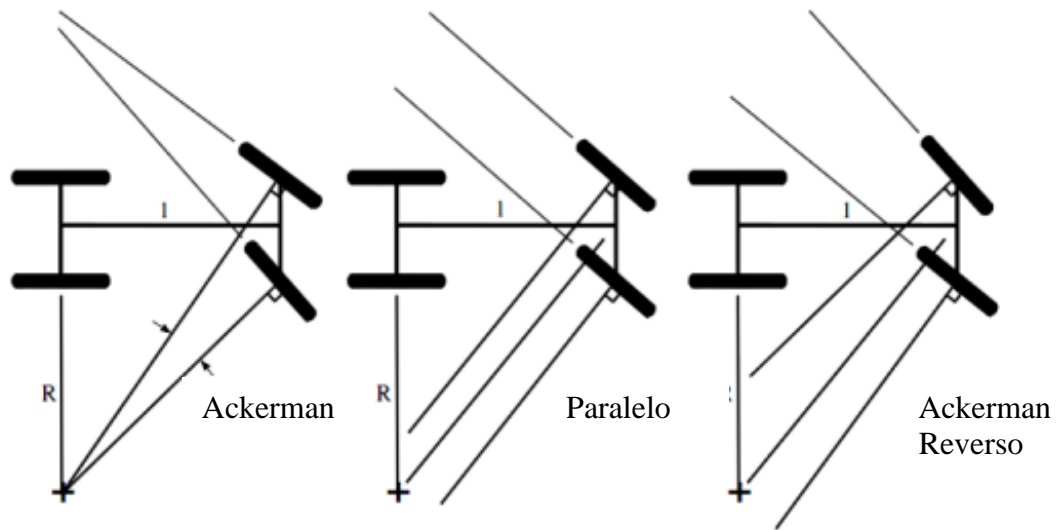


Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Acontece que a geometria Ackerman descreve o comportamento ideal em uma curva, sem levar em consideração a deformação do pneu em acelerações laterais altas, para fazer esta análise direcional considerando a deformação do pneu seria necessário considerar que a direção correta da roda é dada pelo ângulo desta em relação ao carro mais o ângulo de deformação de cada pneu correspondente. (MILLIKEN, 1995)

Segundo Milliken (1995), em curvas de alta velocidade o centro de gravidade do veículo rola para fora da curva, transferindo carga e conseqüentemente jogando mais peso (aumentado a componente F_z da força nos pneus externos). Com isto, a diferença das forças atuantes nos pneus internos e externos as curvas vai gerar também um ângulo de deformação diferente nestes, por isso existem também as geometrias Ackerman paralelo e Ackerman reverso mostradas na Figura 9, que vão considerar os efeitos da transferência de carga no veículo.

Figura 9 – Tipos de geometria de direção



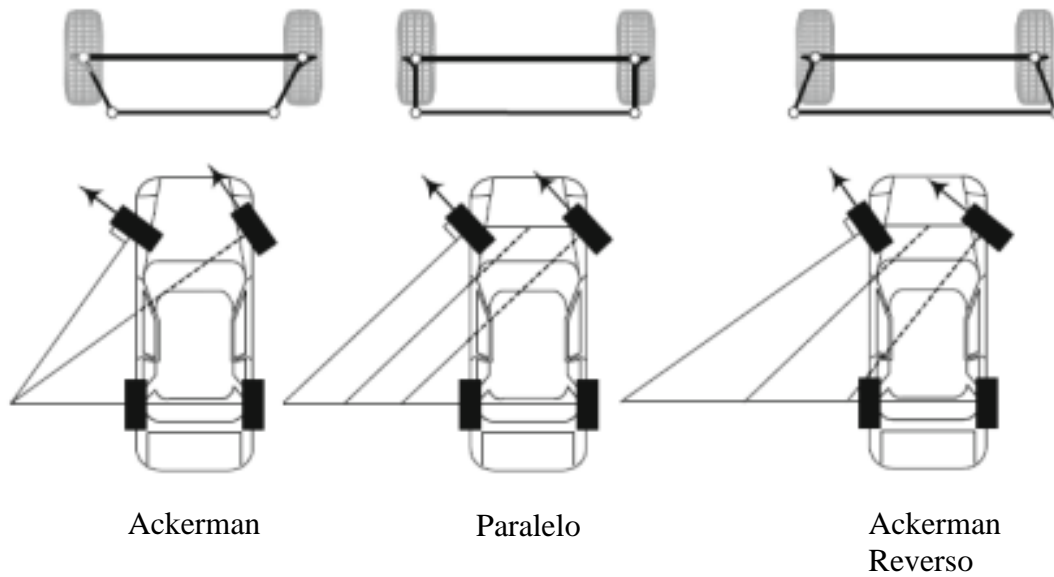
Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Comparando os 3 tipos de geometria na Figura 9 nota-se que na geometria 100% Ackerman a roda interna a curva esterça mais que a externa, na geometria paralela, tem-se um 0% Ackerman, ou seja, as rodas esterçam por igual, e na geometria Ackerman reverso, a roda externa esterçara mais.

Como mostrado na Figura 8, tem-se uma geometria 100% Ackerman quando a “*Steering arm*” estiver apontando para o centro do eixo traseiro, conforme sua inclinação se aproxima de uma projeção no eixo dianteiro, vamos diminuindo a porcentagem Ackerman chegando a 0% que seria a geometria paralela, onde se observa na Figura 10 a “*Steering arm*” fica paralela ao eixo longitudinal do veículo, isto considerando a caixa de direção e a “*Steering arm*” atrás do eixo dianteiro.

Segundo Milliken (1995), para utilizar a geometria Ackerman reverso a projeção do “*Steering arm*” precisa convergir a frente do eixo dianteiro, em um eixo imaginário a frente do veículo, porém por questões de espaço na roda é utilizada a caixa de direção à frente do eixo dianteiro, como se observa na Figura 11.

Figura 10 – Inclinação “Steering Arm”



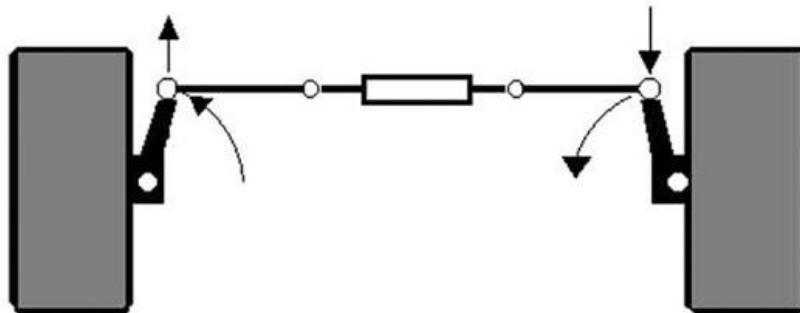
Ackerman

Paralelo

Ackerman
Reverso

Fonte: Adaptado de Rill (2003).

Figura 11 – Geometria Ackerman Reverso



Fonte: Jazar (2008).

A porcentagem Ackerman é calculada pelo ângulo de esterçamento do pneu interno a curva subtraído pelo ângulo externo a curva, dividido pelo ângulo da roda interna. (MILLIKEN, 1995)

Pode-se observar tal relação na Equação 1.

$$\%Ackermann = \frac{\sigma_i - \sigma_o}{\sigma_i} \times 100 \quad (1)$$

Veículos de competição geralmente vão utilizar a geometria paralela ou a Ackerman reverso devido ao efeito de transferência lateral de carga, já veículos de passeio utilizam uma geometria quase 100% Ackerman pois não atingem acelerações laterais altas.

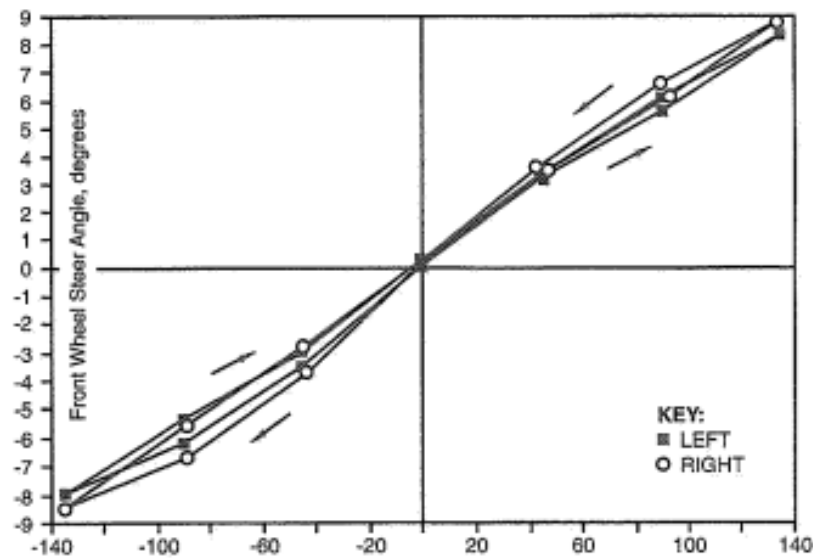
2.1.4 Razão de Esterçamento

A razão de esterçamento de um veículo é definida em graus esterçados do volante dividido pelo correspondente esterçamento da roda. (MILLIKEN, 1995)

Para veículos de competição vai variar de 20:1 (20° esterçados do volante para 1° da roda) até 10:1. A razão de esterçamento pode ser variável para diferentes graus do volante dependendo da geometria de direção.

Para Milliken (1995), um teste muito comum para verificar a razão de esterçamento de um veículo é realizando o “Steer-steer test” onde o volante é esterçado em ambos os sentidos em intervalos de 20° e são medidos os esterçamentos de ambas as rodas, este teste vai retornar valores fiéis apenas para velocidades baixas, sem deformação do pneu.

Figura 12 – Teste de esterçamento



Ângulo do volante	0	+45°	+90°	+135°	+90°	+45°	0	-45°	-90°	-135°	-90°	-45°	0
Ângulo da roda esquerda		3.1°	+5.5°	+8.2°	+6.0°	+3.3°	+0.2°	-3.0°	-5.3°	-8.0°	-8.2°	-3.5°	-0.1°
Ângulo da roda direita		3.2°	+5.9°	+8.7°	+8.5°	+3.6°	+0.1°	-2.9°	-5.6°	-8.5°	-6.7°	-3.8°	-0.2°

Fonte: Adaptado de Milliken (1995).

Para projetar o sistema de direção com a razão de instalação adequada para o veículo é necessário fazer o cálculo adequado do pinhão e cremalheira da caixa de direção.

A caixa de direção vai ser responsável por converter o movimento de rotação do volante em um movimento linear para a barra de direção. A razão de instalação é calculada usando o “*c-factor*” e o comprimento da “*Steering arm*”. (MILLIKEN, 1995)

O “*c-factor*” vai definir qual a distância linear percorrida pela cremalheira com 360° de rotação do pinhão, conforme Equação 2.

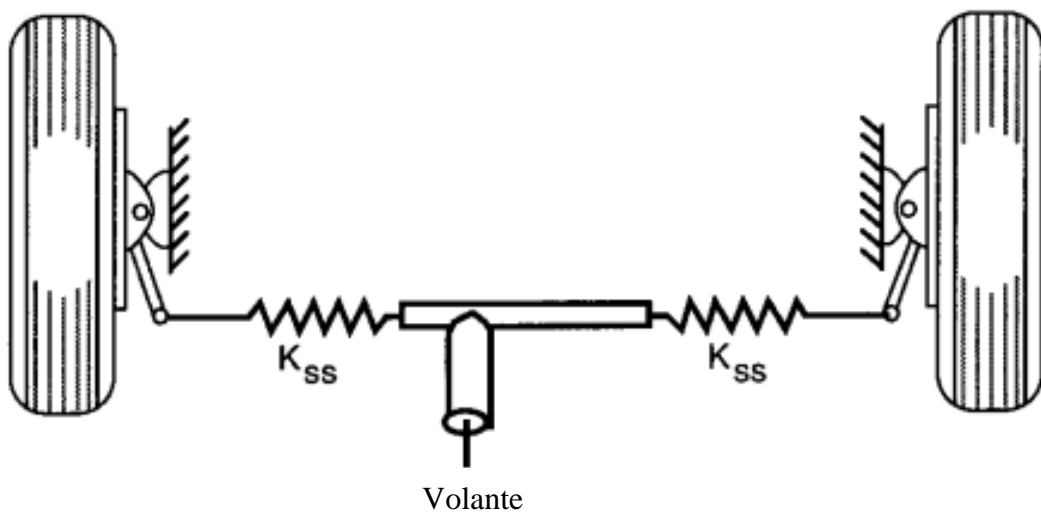
$$c\text{-travel} = \text{deslocamento cremalheira}/360^\circ \text{ rotação do pinhão} \quad (2)$$

Uma vez definido o “*c-factor*” da caixa de direção, a razão de esterçamento pode ser calculada pela Equação 3 abaixo.

$$\text{Steer ratio} = c\text{-factor}/ (\text{Steering arm length}/\text{Pinion rotation}) \quad (3)$$

Na Figura 13 consegue-se analisar o sistema caixa de direção, volante e “*Steering arm*”.

Figura 13 – Caixa de direção



Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

2.1.5 Os efeitos de “Bump Steer” e “Roll Steer”

Em geral, os efeitos do esterçamento da roda devido ao movimento vertical e de rolagem não são desejáveis, porém na maioria das geometrias de suspensão e direção isto acaba sendo um efeito inevitável.

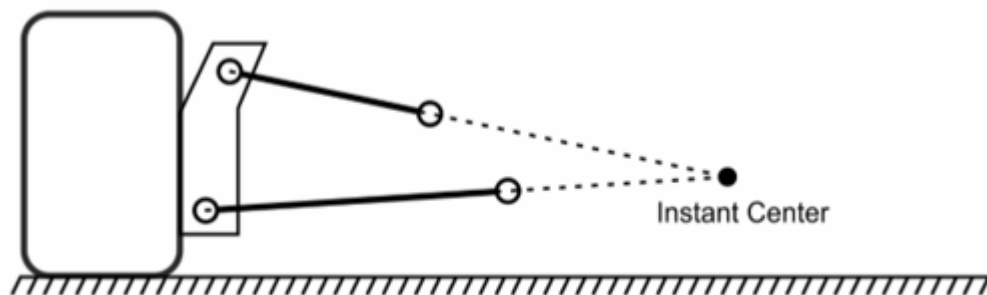
Segundo Milliken (1995), o posicionamento das bandejas e da barra de direção na manga de eixo vai determinar as características do movimento de convergência ou divergência das rodas durante o movimento de subida (“jounce”) e descida (“rebound”) da suspensão.

Quando a roda passa por irregularidades no pavimento, a suspensão se movimenta verticalmente, ocorrendo a variação de convergência da roda (positiva ou negativa).

A razão para reduzir ao máximo este efeito é bem simples, se a roda esterça quando passa em uma irregularidade do solo ou quando o chassi do carro rola em uma curva o carro vai ter uma trajetória não definida pelo motorista. (MILLIKEN, 1995)

Segundo Milliken (1995), toda geometria de suspensão vai ter um centro instantâneo de rotação (“*Instant center*”), que vai ser o ponto de convergência das linhas estendidas das bandejas de suspensão, de acordo com sua inclinação na posição estática. Pode-se analisar esse ponto na Figura 14.

Figura 14 – “*Instant center*”

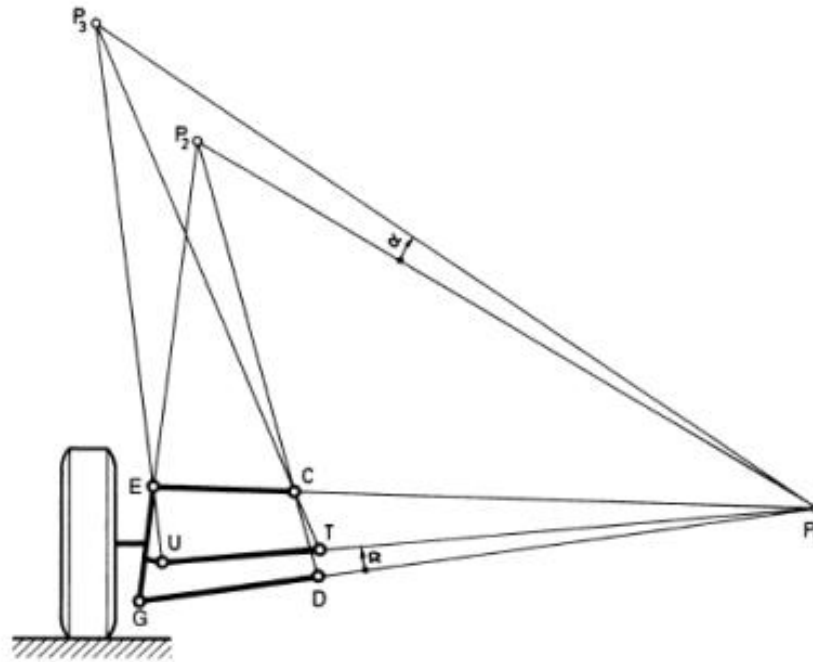


Fonte: Reimpell (2001).

Se a barra de direção não estiver alinhada com o centro de rotação da suspensão então ocorrerá a variação de convergência das rodas com o movimento vertical da suspensão, pois a barra de direção e as bandejas estarão rotacionando em centros diferentes. (MILLIKEN, 1995)

A Figura 15 mostra uma configuração que elimina o “*Bump steer*” pois a barra de direção e as bandejas tem o mesmo “*Instant center*” no ponto P1.

Figura 15 – Posicionamento barra de direção



Fonte: Reimpell (2001).

Segundo Reimpbell (2001), o efeito de “*Roll steer*” (esterçamento na rolagem) ocorre de modo semelhante ao “*Bump steer*”, pois a rolagem também produz movimento vertical da suspensão.

GLOSSÁRIO

Bump – Movimento vertical da suspensão, geralmente ocorre devido a buracos e irregularidades no solo.

Bump Steer – Esterçamento da roda causado pelo movimento vertical da suspensão.

Contact Patch – Maior ponto de contato do pneu com o solo, idealmente é a região central do pneu.

C-factor – Distância linear percorrida pela cremalheira com a rotação de 360° do pinhão da caixa de direção.

Esterçamento (Steer) – Ato de girar a roda nos sentidos horário ou anti-horário.

Instant center – Ponto de convergência das linhas de centro dos braços de suspensão na vista frontal do veículo.

Jounce – Movimento de compressão dos amortecedores devido a movimentação da suspensão.

King pin – Eixo do pino mestre.

King pin Inclination – Inclinação do eixo de pino mestre na vista lateral da roda.

King pin offset – Distância do eixo do pino mestre ao centro da roda.

Mechanical Trail – Distância da linha de centro da roda a projeção do pino mestre no solo na vista lateral.

Rebound – Movimento de extensão dos amortecedores devido a movimentação da suspensão.

Roll – Movimento de rolagem da massa suspensa ao fazer uma curva.

Roll Steer – Esterçamento da roda causada pelo movimento de rolagem do chassi.

Spindle Length – Distância entre o eixo do pino mestre ao centro da roda na vista frontal.

Scrub Radius – Distância entre a projeção do pino mestre no solo e a linha de centro da roda na vista frontal.

Steering Arm – Orelha de fixação do braço de direção na manga de eixo.

Tie Rod – Braço de direção, ligação entre a caixa de direção e a manga de eixo dianteira.

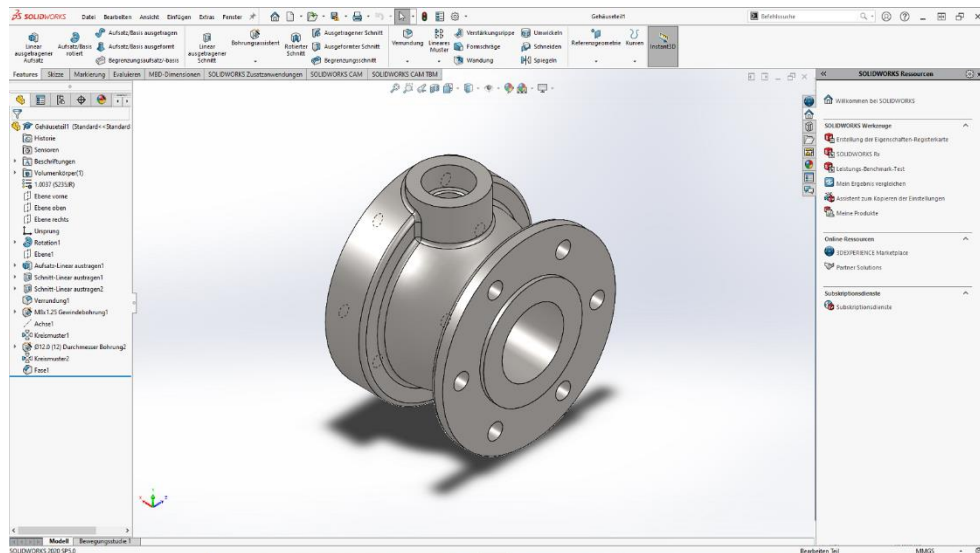
3 PROPOSIÇÃO

3.1 SOFTWARES UTILIZADOS

Para o presente estudo, foram necessários a utilização de softwares para análise e modelagem em ambiente virtual.

O Solidworks é um software de computação gráfica que permite a criação de objetos com modelagem tridimensional, sendo amplamente utilizado na engenharia para o desenho de peças mecânicas e produtos em desenvolvimento, trabalhando com a tecnologia CAD (“*Computer Aided Design*”), pode-se ver a interface do software na Figura 16.

Figura 16 – Interface Solidworks.

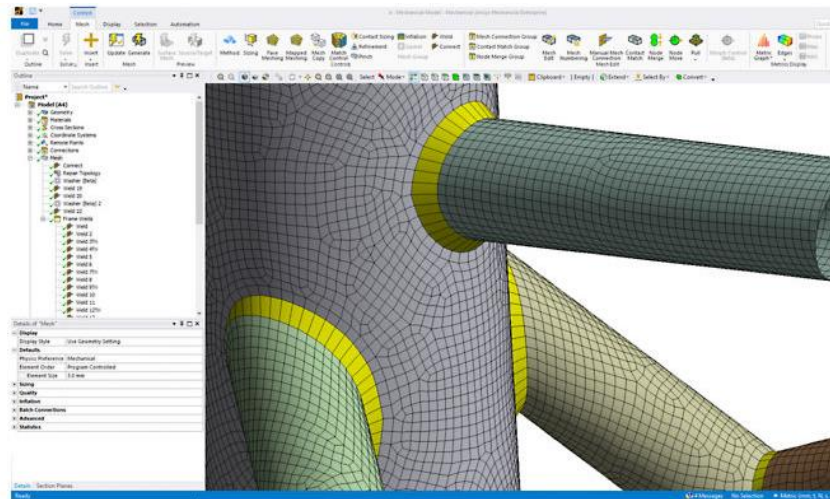


Fonte: Dassault Systemes (2020).

Outro software para engenharia utilizado neste trabalho foi o Ansys mechanical, onde foram feitas as simulações mecânicas que serão apresentadas nos capítulos a seguir. O Ansys mechanical é um software de simulação computacional que utiliza a metodologia de análise por elementos finitos (FEA), voltado especificamente para a análise de estruturas sujeitas a esforços. Este método consiste em uma metodologia utilizada para modelar matematicamente e resolver numericamente problemas complexos estruturais, de multifísica e fluidos. O MEF (Método por elementos finitos) subdivide o domínio do problema em partes menores, denominado de elementos finitos, onde se é possível dividir uma geometria complexa em diversas partes, desta maneira simplificando a equação matemática e resolução das condições de contorno para cada subdivisão desta. (AVELINO ALVES FILHO, 2020)

Na Figura 17, é possível ver também a interface do software e a subdivisão da geometria em diversas pequenas partes, definindo a malha da geometria.

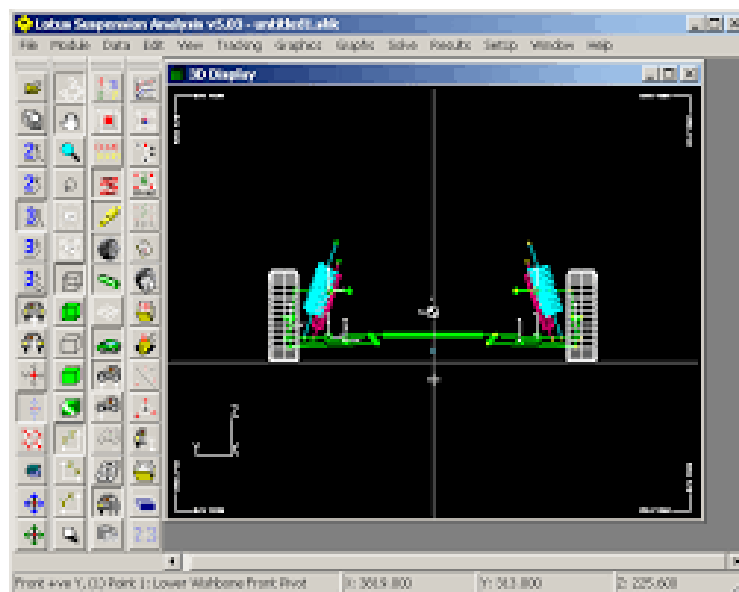
Figura 17 – Interface Ansys mechanical



Fonte: Ansys (2021).

Em último, para a análise do projeto dinâmico de direção foi utilizado o software Lotus Suspension Analysis, que vai possibilitar o estudo de design e modelagem da geometria e cinemática da suspensão do protótipo, como se observa na Figura 18.

Figura 18 – Interface Lotus Suspension Analysis



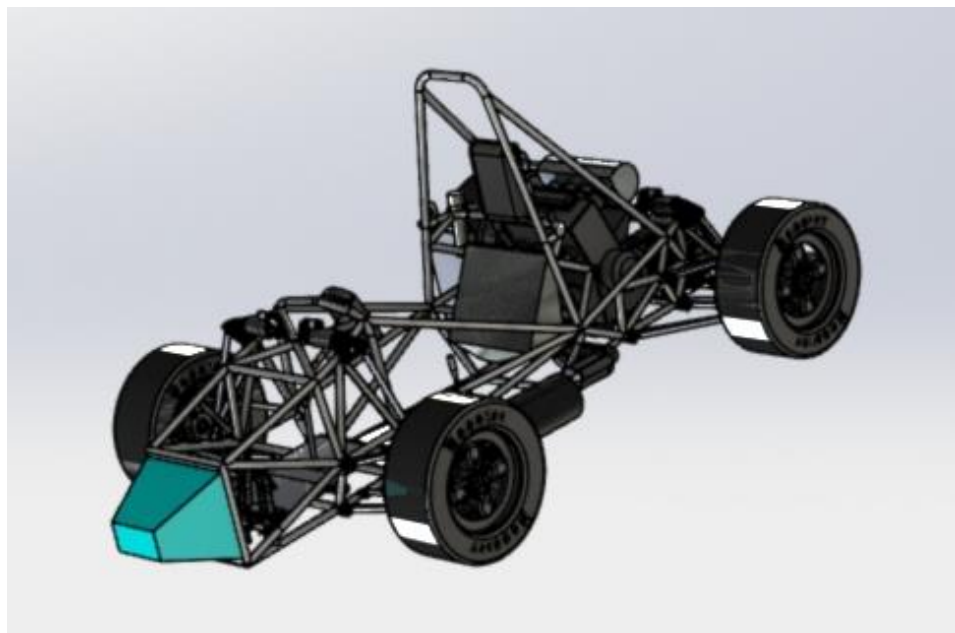
Fonte: LotusCar (2015).

3.2 CONTEXTUALIZAÇÃO

O protótipo de um Fórmula SAE consiste em um veículo de chassis tubular que vai apresentar requisições e limitações de design do projeto, desta maneira o desenvolvimento todo vai ser regido de acordo com regras impostas pela SAE em sua competição.

Na Figura 19 é possível ver o modelo 3D do protótipo no software Solidworks, utilizado para modelar sua geometria.

Figura 19 – Modelo 3D protótipo SAE 2019



Fonte: Solidworks (2019).

Segundo as características do veículo e das premissas de projeto que serão apresentadas mais detalhadamente no próximo capítulo, o piloto ideal tem em torno de 1,70 m de altura com um peso médio de 60 a 70 kg, medidas muito distantes desta podem influenciar negativamente na distância do carro em relação ao solo e a ergonomia do piloto.

O principal objetivo do projeto é concluir e obter um bom desempenho nas provas dinâmicas da competição nacional da SAE, porém antes destas provas, existem as provas estáticas que visam a validar a segurança do veículo, de maneira a não comprometer o bem-estar dos competidores nas provas dinâmicas.

Desta maneira, todo o projeto estrutural do conjunto chassis, suspensão e direção é realizado de maneira a obter sucesso nas provas estáticas e um bom desempenho nas provas dinâmicas, então parâmetros como peso dos componentes estruturais, resistência e desempenho são levados em contas nos cálculos.

4 METODOLOGIA

4.1 PREMISSAS DE PROJETO

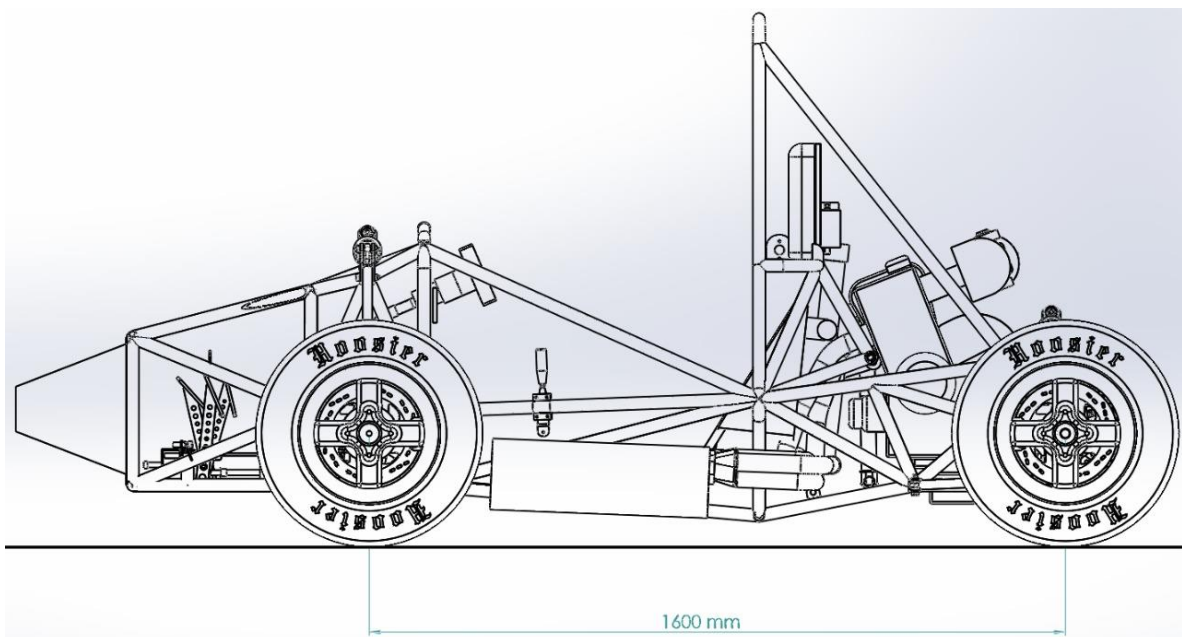
Nos capítulos seguintes serão apresentados cálculos analíticos para o desenvolvimento do projeto, para isso se utilizou duas casas decimais após a virgula como padrão mesmo sabendo que para algumas grandezas não será a tolerância numérica de trabalho real.

4.1.1 Posição do Centro de Gravidade

Os dados de distribuição da massa total e a posição do centro de gravidade do veículo são de extrema importância para o cálculo dos esforços que estarão atuando no “*contact patch*” dos 4 pneus, que vai servir como dados de entrada para o projeto de direção.

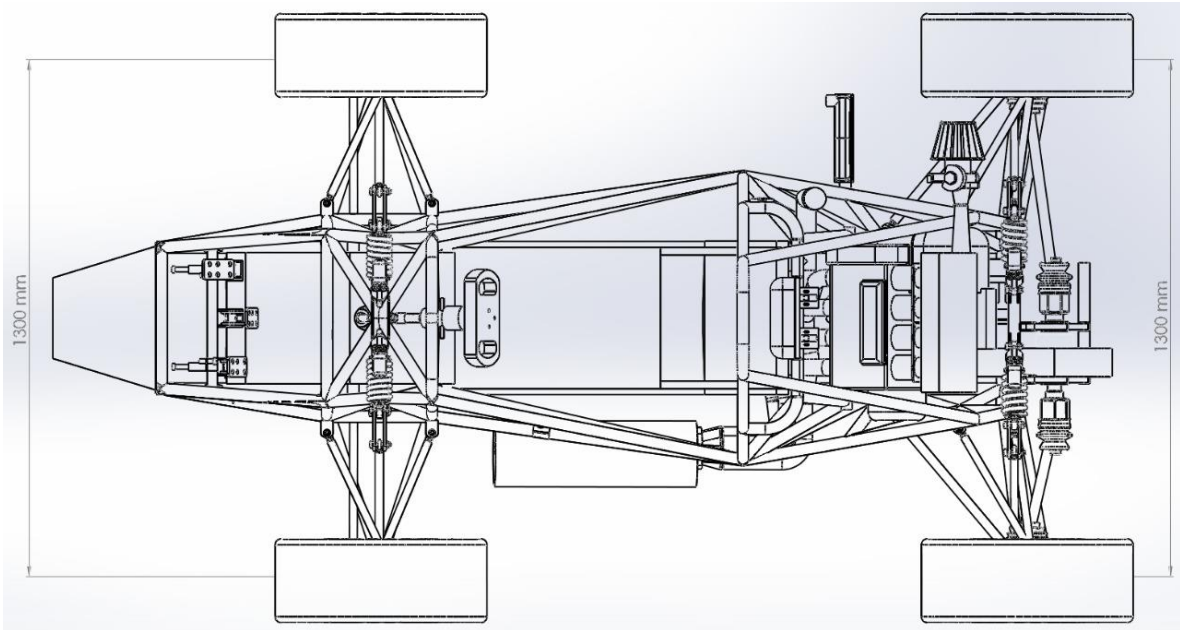
Para o protótipo de 2019, tem-se definidos inicialmente o Entre-eixos e a bitola do veículo. A distância Entre-eixos é a distância do eixo dianteiro até o traseiro na vista lateral e a bitola a distância do centro da roda do lado esquerdo ao direito na vista frontal ou superior, conforme ilustrados na Figura 20 e Figura 21.

Figura 20 – Entre-eixos vista lateral



Fonte: Solidworks (2019).

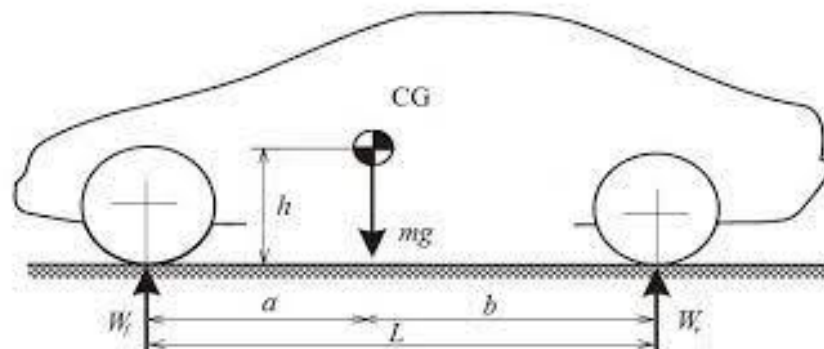
Figura 21 – Bitola vista superior



Fonte: Solidworks (2019).

A primeira etapa foi realizar o cálculo da posição longitudinal do centro de gravidade e consequentemente a distribuição de massa, na Figura 22 é possível ver ilustrativamente os parâmetros para se fazer este cálculo.

Figura 22 – Centro de Gravidade



Fonte: Jazar (2008).

Na posição estática do veículo, é possível obter o peso atuante nas 4 rodas de maneira empírica, ou seja, com 4 balanças é possível coletar o peso no eixo dianteiro e o peso no eixo traseiro, sabendo também a massa total do carro.

Assim, através da Equação 4 e Equação 5, é possível encontrar a posição longitudinal do centro de gravidade, conforme Figura 22, já que o veículo está em equilíbrio estático.

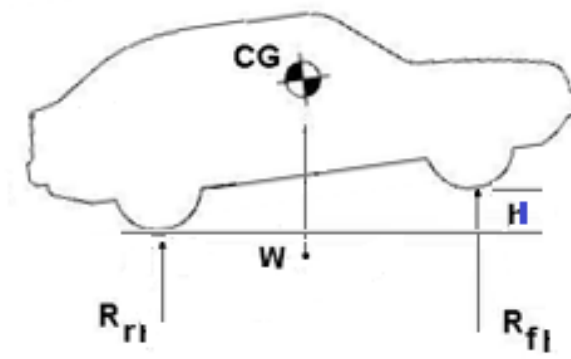
$$a = L \cdot (W_r / mg) \quad (4)$$

$$b = L \cdot (W_f / mg) \quad (5)$$

Aonde para calcular a distância longitudinal “a” do centro de gravidade até o eixo dianteiro é realizado o cálculo de momento exercido no eixo dianteiro pela força peso no eixo traseiro “ W_r ” e o peso total no centro de gravidade “ mg ”. Analogamente é feito o cálculo da distância “b” para o eixo traseiro, desta maneira se conhece a distância longitudinal do centro de gravidade, de acordo com os valores de “a” e “b”.

Para o cálculo da altura do centro de gravidade (CG) é necessário fazer um experimento conforme mostrado na Figura 23.

Figura 23 – Medição da altura do CG

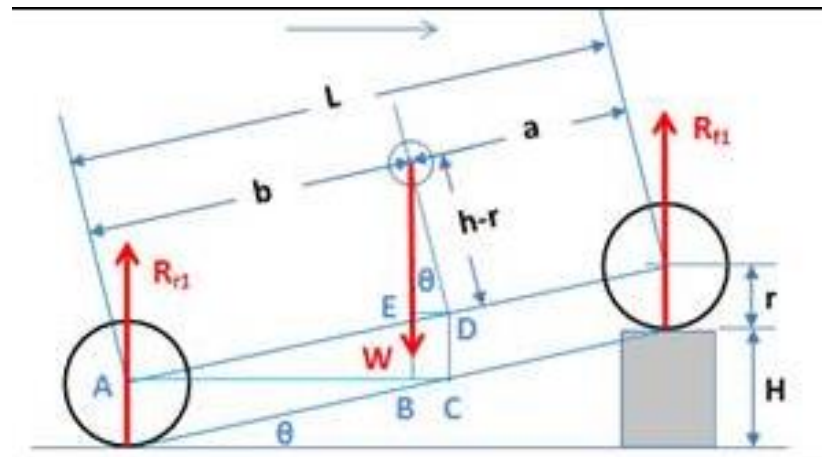


Fonte: Rill (2003).

É preciso inclinar o eixo dianteiro do veículo a uma altura “H”, quanto mais inclinado, mais preciso será a altura do CG obtida, e assim coletar os novos valores de peso do eixo dianteiro “ R_f ”. Desta maneira, através da Equação 6, é possível se calcular a altura do centro de gravidade, conforme a Figura 24.

$$h = [b - L(R_{fI}/W)] \cot \theta + r \quad (6)$$

Figura 24 – Variáveis de cálculo altura do CG



Fonte: Thecartech (2002).

Desta maneira, para o veículo de 2019, tem-se os dados na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados iniciais do protótipo

Dados	Valores
Massa Total	362,50 kg
Massa no eixo dianteiro (W_f)	184,88 [kg]
a	783,98 mm
Massa no eixo traseiro (W_r)	177,62 [kg]
b	816,00 mm
Altura do Centro de Gravidade	345,85 mm
Entre-eixos	1600,00 mm
Bitola	1300,00 mm

Fonte: Elaborado pelo autor.

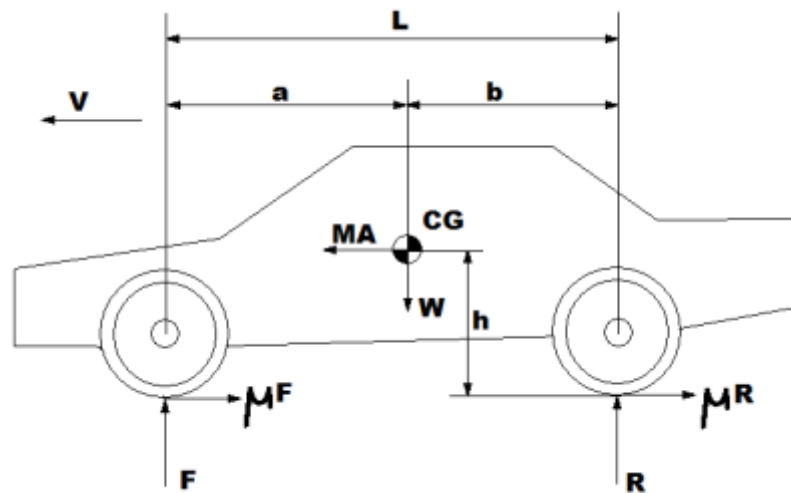
4.1.2 Cálculo de esforços atuantes nas rodas

Para fazer o dimensionamento das mangas de eixo foi preciso antes saber quais serão os esforços atuantes nelas, conseqüentes dos esforços que vão estar agindo nos pneus em três situações dinâmicas limites, a situação de frenagem, aceleração e curva, pois se terá esforços diferentes agindo no pneu de acordo com cada condição. Assim se dividirá esta seção para cada condição dinâmica.

4.1.2.1 Condição Limite de Frenagem

Na condição de frenagem, considera-se que o veículo está sendo freado com as 4 rodas travadas. A Figura 25 esquematiza o diagrama de forças nesta condição.

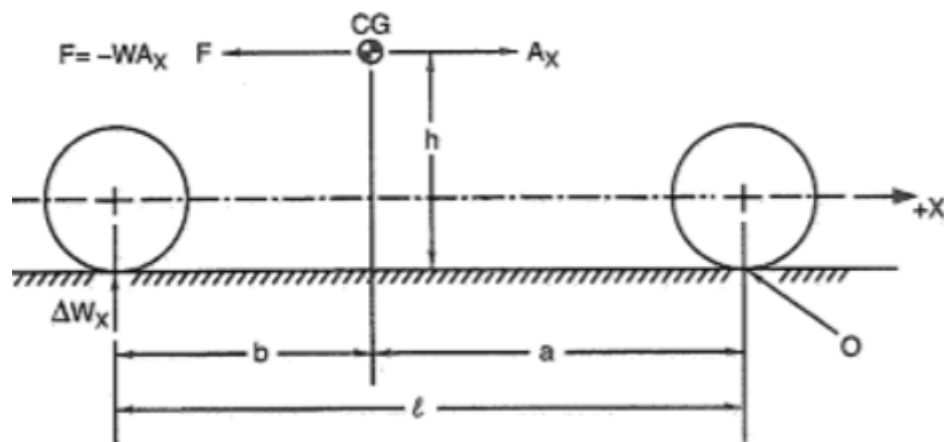
Figura 25 – Diagrama de forças na frenagem



Fonte: Rill (2003).

Quando o veículo é freado, surge uma componente de força “MA” se opondo a desaceleração do veículo devido a inércia da massa suspensa, segundo o princípio de d’Alembert. Dessa maneira, nota-se a reação que o pneu vai sofrer do solo devido apenas a esta força MA, como ilustrado na Figura 26:

Figura 26 – Transferência longitudinal de carga



Fonte: Milliken (1995).

Tem-se que a transferência de carga longitudinal vai ser definida pela Equação 7 a seguir:

$$\Sigma M_o = 0, \text{ logo } \Delta W_x = hW A_x/L \quad (7)$$

Onde para a desaceleração de frenagem “Ax” pode se considerar um valor extremo de 1.3g para um veículo SAE. Pode-se agora obter a carga radial em cada roda por eixo segundo a Equação 8.

$$F = (9,81*(Wf/2)) + (\Delta W_x/2) \quad (8)$$

Obtendo os valores da Tabela 2 para o protótipo de 2019.

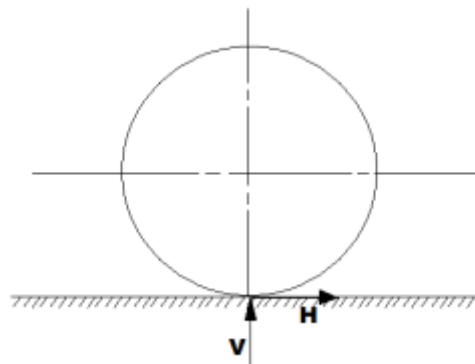
Tabela 2 – Esforços radiais nos eixos devido a frenagem

Dados	Valores
Ax	1,30 g
Transferência longitudinal de carga	999,00 [N]
Carga radial no por roda dianteira	1406,30 [N]
Carga radial por roda traseira	371,70 [N]

Fonte: Elaborado pelo autor.

Pode-se agora calcular a força trativa que vai agir no pneu devido ao coeficiente de atrito gerado na condição de frenagem, conforme Figura 27.

Figura 27 – Forças atuantes na frenagem



Fonte: Jazar (2008).

Como se observa ver na Figura 25, a Força trativa “H” vai ser o produto da Força radial “V” pelo coeficiente de atrito “ μ ”, descrito na equação 9.

$$H = \mu \times V \quad (9)$$

Segundo alguns testes realizados no protótipo FSAE, foi constatado pelo subsistema de freio que é possível considerar um valor máximo de 1.2 para o coeficiente de atrito, desta maneira, tem-se os valores obtidos na Tabela 3.

Tabela 3 – Esforços trativos nos eixos devido a frenagem

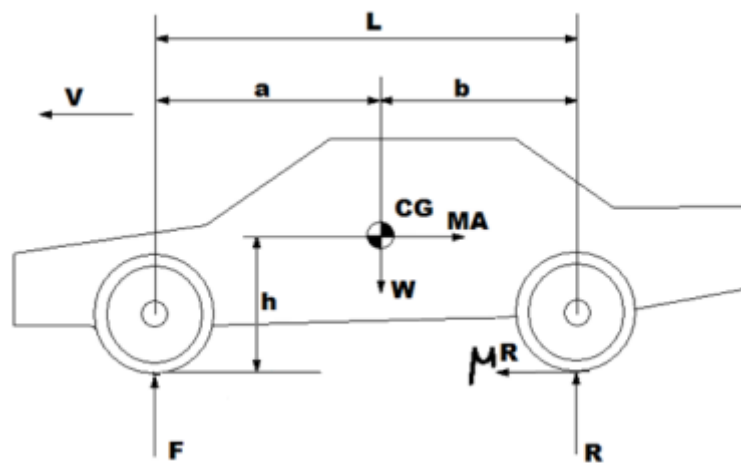
Dados	Valores
μ	1,20
Carga trativa por roda dianteira	1687,56 [N]
Carga trativa por roda traseira	446,00 [N]

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2.2 Condição Limite de Aceleração

Quando o veículo é acelerado a força inercial transfere mais peso para o eixo traseiro, ao contrário da condição de frenagem, como mostrado na Figura 28.

Figura 28 – Diagrama de forças na aceleração



Fonte: Rill (2003).

Analogamente a condição de frenagem, a transferência de carga pode ser calculada utilizando as Equações 7 e 8, porém desta vez a carga estará sendo transferida do eixo dianteiro para o eixo traseiro e como a aceleração é menor do que na frenagem, pode-se considerar 1g para os cálculos. Além disso, é possível já calcular a Força trativa agindo na roda traseira devido ao coeficiente de atrito segundo a Equação 9, desta maneira obtém-se a Tabela 4.

Tabela 4 – Esforços devido a aceleração

Dados	Valores
A_x	1,00 g
μ	1,20
Transferência longitudinal de carga	768,47 [N]
Carga radial por roda dianteira	522,60 [N]
Carga radial por roda traseira	1255,46 [N]
Carga trativa na roda traseira	1506,55 [N]

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2.3 Condição Limite de Curva

Na condição de curva age sobre o carro uma aceleração lateral que vai ter sentido para dentro da curva, agindo como a aceleração centrípeta e segurando o veículo em seu movimento circular, de acordo com a segunda lei de Newton. Pode-se ver na Figura 29 o vetor aceleração agindo no veículo durante uma curva.

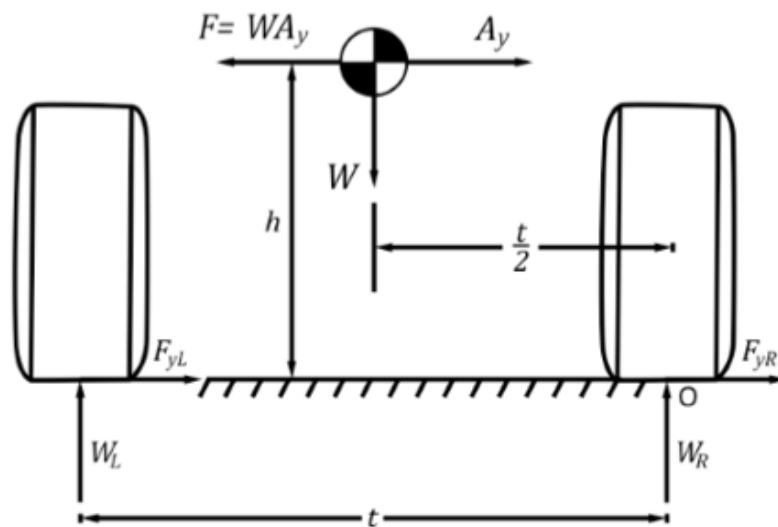
Figura 29 – Aceleração lateral na curva



Fonte: Khan Academy (2019)

Além de segurar o veículo na curva, a aceleração lateral criará uma força lateral de sentido oposto que vai fazer a massa suspensa rolar, ou seja, vai transferir carga do lado interno para o lado externo a curva, por isso se chama este fenômeno de Transferência lateral de carga. Na Figura 30 pode-se ver o diagrama de forças na vista frontal do veículo.

Figura 30 – Transferência lateral de curva



Fonte: Milliken (1995).

Na Figura 30, nota-se a aceleração lateral “ A_y ” com sentido para a direita, ou seja, em uma condição de curva para o lado direito, ilustrado também nas forças laterais “ F_{yL} ” e “ F_{yR} ” agindo nos pneus para o mesmo sentido.

Como reação a “ A_y ” atuará no veículo uma força inercial de sentido oposto, de grandeza “ WA_y ”, ou seja, o produto do peso do veículo e da aceleração lateral, que vai ser a força responsável por rolar a massa suspensa, como se observa ilustrado de maneira realista na Figura 31.

Figura 31 – Rolagem da massa suspensa na curva



Fonte: Auto entusiastas (2014)

Verifica-se o diagrama de forças da Figura 30, se for considerado apenas a transferência de carga lateral devido a força F inercial, e realiza-se um cálculo de Momento em torno do ponto O , podemos chegar na Equação 10 abaixo.

$$\Sigma M_o = 0, \text{ logo } \Delta W_y = hWA_y/t \quad (10)$$

Considerando uma aceleração lateral “ A_y ” extrema de 1,3g, pode-se então calcular as novas cargas radiais nas rodas externas devido a transferência lateral de carga na Tabela 5, que serão as rodas com as condições limite de trabalho.

Tabela 5 – Esforços radiais nas rodas externas devido a curva

Dados	Valores
A_y	1,30 g
Transferência lateral de carga	1229,55 [N]
Carga por roda dianteira externas a curva	1467,80 [N]
Carga por roda traseira externas a curva	1539,80 [N]

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como mostrado, na curva ocorrerá o aparecimento de forças laterais além das forças radiais já calculadas, estas forças serão equivalentes também ao produto das cargas radiais com o coeficiente de atrito, obtendo a Tabela 6.

Tabela 6 – Esforços laterais nas rodas externas devido a curva

Dados	Valores
μ	1,20
Carga lateral por roda dianteira externas	1761,40[N]
Carga lateral por roda traseira externas	1847,76 [N]

Fonte: Elaborado pelo autor.

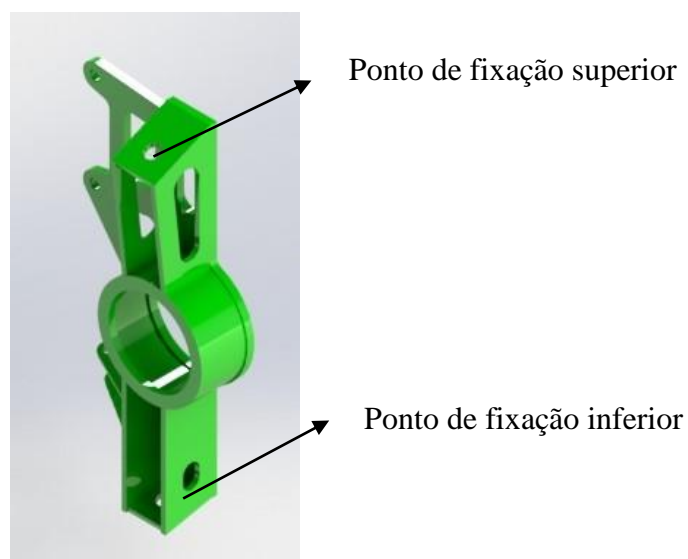
4.2 GEOMETRIA DE DIREÇÃO

No projeto de direção do protótipo de 2019 foi analisado o eixo de direção de acordo com seu efeito na cinemática do veículo (com uso do Lotus Suspension Analysis) e também a montabilidade da manga de eixo na roda, ou aquilo que se chama de “*packaging*”, ou seja fazer todos os componentes do sistema de direção montarem e funcionarem sem problemas de impacto com a movimentação destas, as etapas do projeto serão abordadas nas seções seguintes.

4.2.1 Eixo de direção

Nos testes de dirigibilidade realizados no protótipo com o sistema de direção antigo, o principal “*feedback*” dos pilotos foi o esforço necessário para virar o veículo, ou seja, tinha-se a necessidade de girar muito o volante e além disso a direção era bem “dura”, se for feito o estudo da manga de eixo dianteira dos protótipos antigos, nota-se as características do eixo de direção pela Figura 32.

Figura 32 – Manga de eixo antiga



Fonte: Solidworks (2019).

Como mencionado, o eixo de direção vai ser definido pela linha criada entre os pontos de fixação superior e inferior da manga de eixo nos braços de suspensão, tem-se na Tabela 7 os parâmetros do eixo de direção da manga antiga.

Tabela 7 – Eixo de direção manga antiga

Dados	Valores
Caster	0°
Mechanical Trail	0 mm
Kingpin inclination	3,22°
Scrub radius	29,33 mm

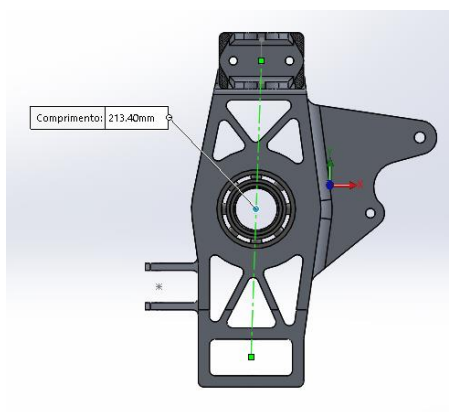
Fonte: Elaborado pelo autor.

Verificando a Tabela 7, se nota a primeira questão da direção estar cansativa para os pilotos, como não se tem nenhum ângulo de caster (ponto superior e inferior estão alinhados na vista lateral da roda), não terá nenhum braço de alavanca (mechanical trail) gerando momento entre o “*contact patch*” e a projeção do eixo no solo, logo não se terá o torque auto-alinhante agindo nas rodas, ou seja, cada vez que o piloto virar o carro ele vai fazer força para esterçar o volante e depois fará força também para voltar o volante, tornando a direção bem cansativa.

Em carros de passeio pode-se notar bastante a atuação desse torque, quando é feita uma curva e depois se solta o volante ele volta para a posição inicial, isso acaba poupando muito esforço do motorista.

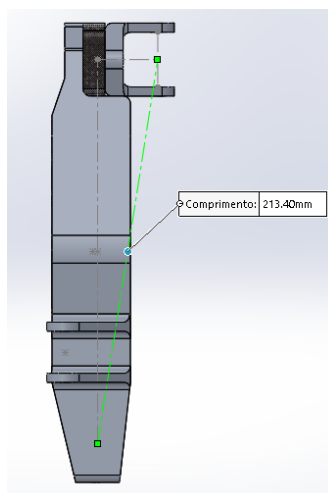
Para o eixo de direção do novo projeto, é necessário aplicar um pouco de caster de maneira a melhorar a dirigibilidade do veículo, aplicando o torque auto-alinhante na direção, além disso, foi definido um “*kingpin inclination*” devido ao “*packaging*” dentro da roda e o resultado da cinemática da geometria no software Lotus Suspension analysis, pode-se ver nas Figuras 33 e 34 o eixo de direção na vista frontal e lateral, respectivamente.

Figura 33 – Ângulo de Caster



Fonte: Solidworks (2019).

Figura 34 – Kingpin Inclination



Fonte: Solidworks (2019)

Na Tabela 8, se observa os parâmetros do eixo de direção obtidos.

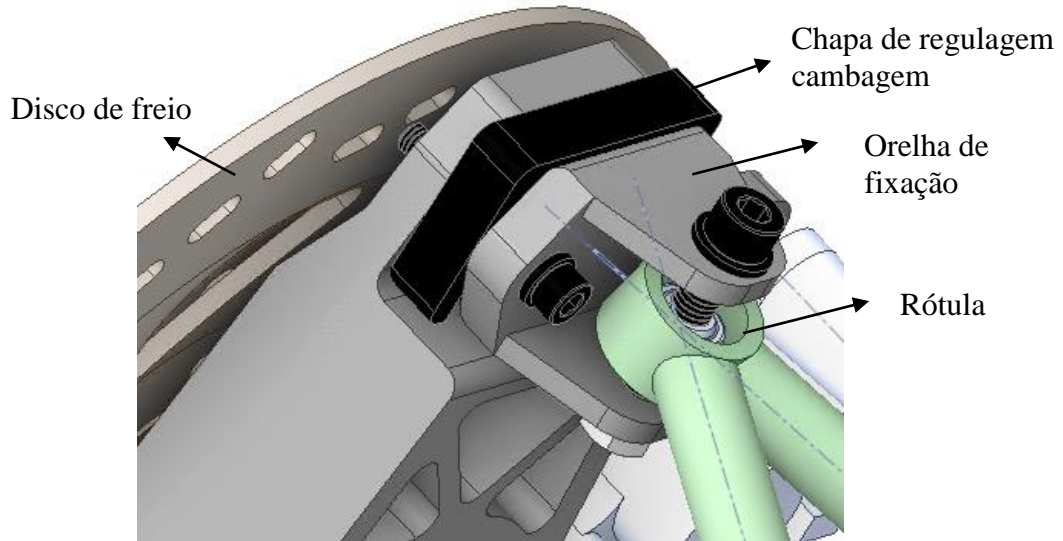
Tabela 8 – Eixo de direção projeto 2019

Dados	Valores
Caster	2,00°
Mechanical Trail	9,13 mm
Kingpin inclination	8,90°
Scrub radius	16,11 mm

Fonte: Elaborado pelo autor.

Como dito, o aumento considerável no “*Kingpin inclination*” se deve muito ao fator de “*packaging*” dentro da roda. No ponto de fixação superior da manga foi utilizado uma rótula para travar o braço de suspensão, ilustrado na Figura 35, não tendo regulagem de cambagem, ou seja, aproximar ou afastar o topo da roda do chassi, desta maneira, é necessário utilizar a regulagem através de chapas entre a manga e a orelha de fixação superior, justificando o aumento considerável no “*Kingpin Inclination*”, pois é necessário espaço para os parafusos, porcas e chapas de regulagem não terem colisões com o disco de freio.

Figura 35 – Montagem direção



Fonte: Ansys (2021).

4.2.2 Steering arm

Por último, é preciso analisar a posição e comprimento da steering arm que são os fatores que vão definir a geometria Ackerman do sistema de direção.

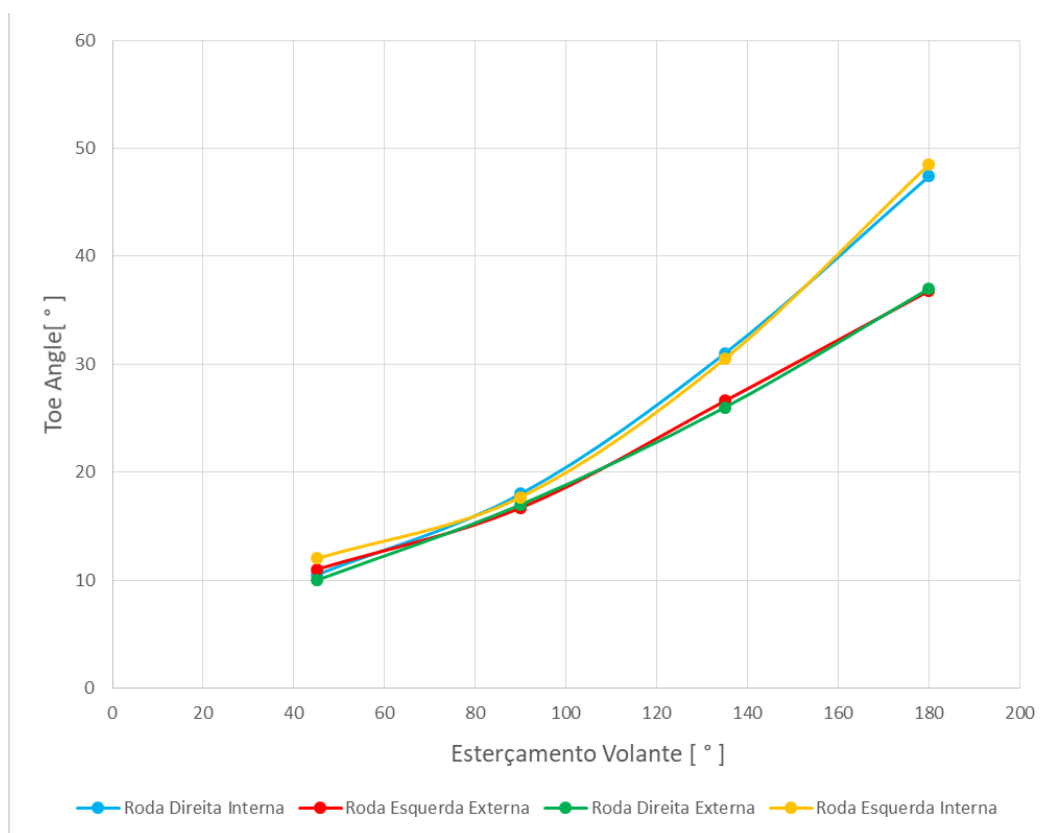
Como teste inicial, foi feito o “*Steer-steer test*” para o sistema de direção antigo, verificando a relação de esterçamento do volante e esterçamento da roda. É possível fazer uma análise mais completa através da Tabela 9 e da Figura 36 com o gráfico plotado.

Tabela 9 – Steer-steer test

Dados	Curso							
	45°	90°	135°	180°	-45°	-90°	-135°	-180°
Volante	45°	90°	135°	180°	-45°	-90°	-135°	-180°
Cremalheira (mm)	9,5	14,2	24,0	33,0	10,0	16,7	24,0	33,0
Roda Direita	10,5°	18,0°	31,0°	47,4°	10,0°	17,0°	26,0°	37,0°
Roda Esquerda	11,0°	16,7°	26,0°	36,8°	12,0°	17,7°	30,5°	48,5°

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 36 – Gráfico Steer-steer test



Fonte: Excel (2021)

Neste teste o volante é esterçado em 45°, 90°, 135° e 180° para a direita (sentido positivo) e depois para a esquerda (sentido negativo), e então medidos o deslocamento linear da cremalheira e os esterçamentos resultantes das rodas internas e externas a curva, no gráfico da Figura 36 a roda direita interna e a roda esquerda externa representam a curva para a direita, enquanto a roda direita externa e a roda esquerda interna a curva para a esquerda.

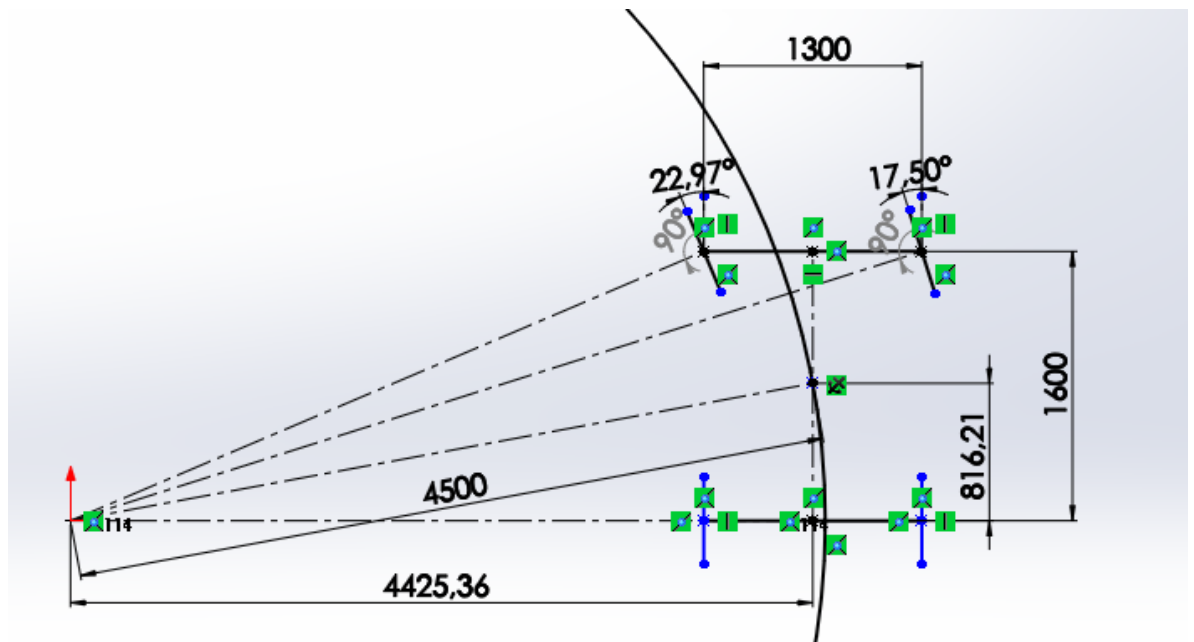
É possível notar pontos aproximados para as curvas para a direita e esquerda, o que se justifica pela simetria das mangas de eixo, porém o que se consegue notar (lembrando que é um teste estático, sem levar em conta deformação do pneu) é que gradualmente as rodas internas a curva esterçam mais do que a externa, mostrando ser uma geometria Ackerman.

O veículo esterça o volante até 180° com deslocamento de 33 mm da cremalheira, esterçando as rodas internas e externas em 48° e 37°, respectivamente, em um raio mínimo de curva de 1,80 m. Na competição nacional de FSAE o menor raio de curva nas provas dinâmicas é 4,50 m, para isso é possível aumentar o batente da caixa de direção, limitando o deslocamento da cremalheira em 24 mm, ou seja 135° de volante, que seria o curso suficiente para a competição, outra alternativa seria também refazer o projeto da caixa de direção e

aumentar seu “*c-factor*”, aumentando a relação de direção, porém não é o foco para o presente projeto e trabalho.

Para as dimensões atuais do veículo, é possível fazer uma análise de sua geometria na curva, pela Figura 37, buscando um 100% Ackerman.

Figura 37 – Geometria 100% Ackerman

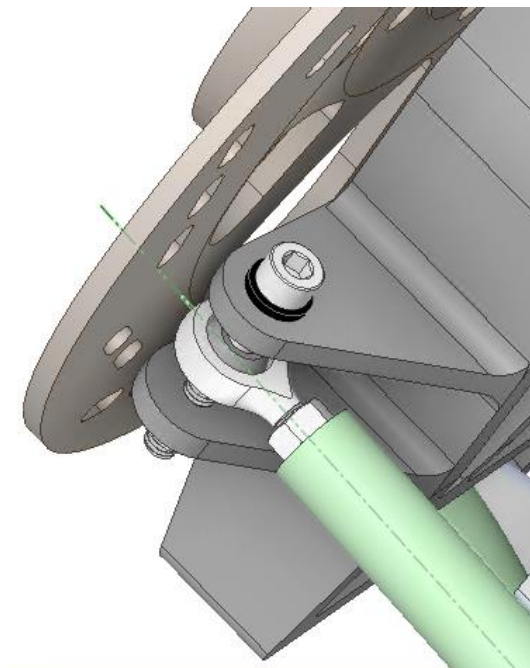


Fonte: Solidworks (2019).

Na Figura 37 se observa que para uma geometria 100% Ackerman e um raio de curva de 4.5 m as rodas internas teriam que esterçar a 22,97° e as externas a 17,50°, desta maneira as rodas estariam traçando o mesmo raio de curva e não brigariam entre si.

Para tentar alcançar esta geometria, é preciso projetar a “*steering arm*” com ela apontando para o centro do eixo traseiro e levando em consideração que a caixa de direção fica à frente do eixo dianteiro, isto acaba dificultando muito devido ao “*packaging*”, como ilustrado na Figura 38, quanto mais inclinada a “*steering arm*” mais perto do disco de freio ela vai ficar, por isso, para alcançar uma geometria 100% Ackerman o ideal seria utilizar a caixa de direção atrás do eixo dianteiro, já ilustrados nas Figuras 10 e 13, pois assim se é possível inclinar a “*steering arm*” sem problemas de colisão com outros componentes.

Figura 38 – Steering Arm



Fonte: Ansys (2021).

Definidos os parâmetros da manga de eixo, pode-se calcular e analisar no Lotus Suspension Analysis todas as características da nova geometria de direção na Tabela 10.

Tabela 10 – Geometria de direção 2019

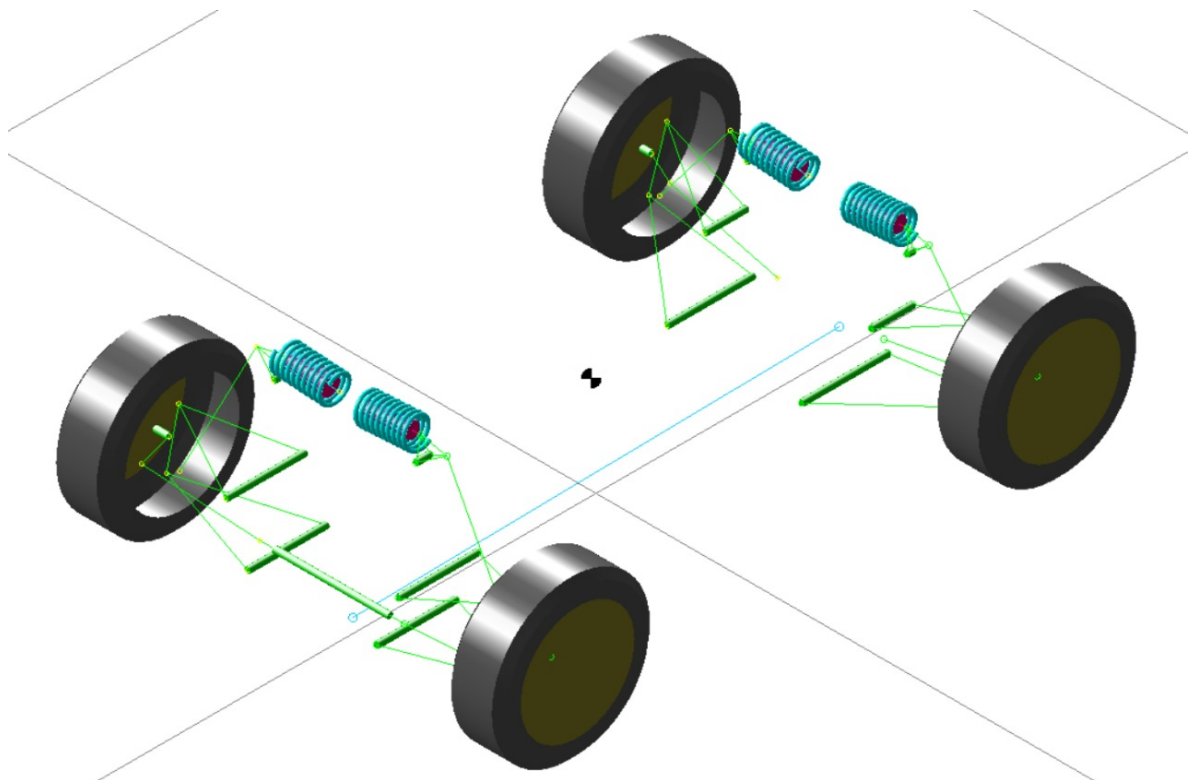
Dados	Valores
c-factor	66,00 mm
Curso da cremalheira	24,00 mm
Comprimento da Steering arm	66,80 mm
Razão de esterçamento	6,20:1
Raio mínimo	4156.54 mm
Esterçamento Roda Interna	23,40°
Esterçamento Roda Externa	18,26°
Porcentagem Ackerman	46,30 %

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.3 Análise Cinemática

Utiliza-se a geometria de suspensão e direção definida como dados de entrada no Lotus Suspension Analysis e então o software retorna como dados de saída os comportamentos dinâmicos no “*Roll*” e “*Bump*”, observa-se na Figura 39 a interface do software com as geometrias já definidas.

Figura 39 – Lotus Suspension geometria



Fonte: Ansys (2019).

Para analisar os dados de saída, vai se separar esta seção em duas partes e verificar os dois comportamentos da roda (cambagem e convergência) para cada movimento.

4.2.3.1 Bump

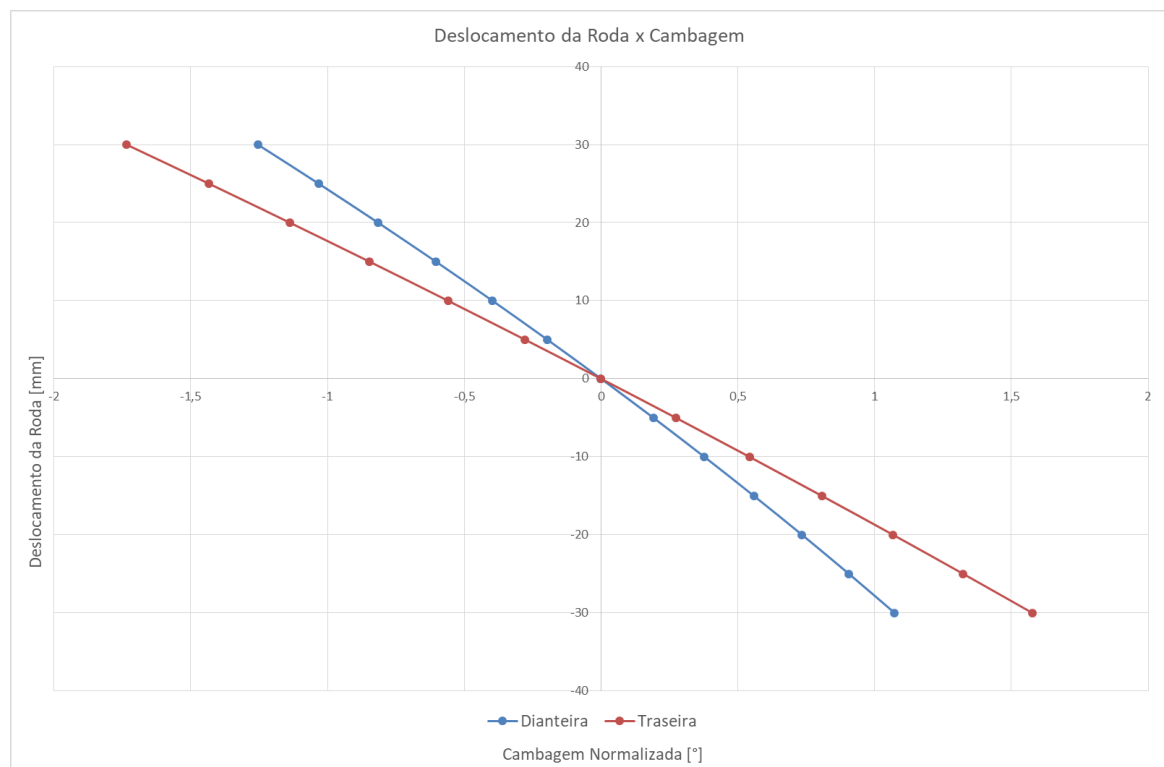
Considerando o curso vertical da suspensão de 30 mm, pode-se verificar através da Tabela 11 e gráfico da Figura 40 a variação de cambagem com o deslocamento vertical da roda.

Tabela 11 – Deslocamento da Roda x Cambagem

Deslocamento da Roda [mm]	Cambagem Dianteira [°]	Cambagem Traseira [°]
30	-1,25	-1,73
25	-1,03	-1,43
20	-0,81	-0,13
15	-0,60	-0,84
10	-0,39	-0,55
5	-0,19	-0,27
0	0	0
-5	0,19	0,27
-10	0,37	0,54
-15	0,55	0,80
-20	0,73	1,06
-25	0,90	1,32
-30	1,07	1,57

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 40 – Deslocamento da Roda x Cambagem



Fonte: Excel (2019).

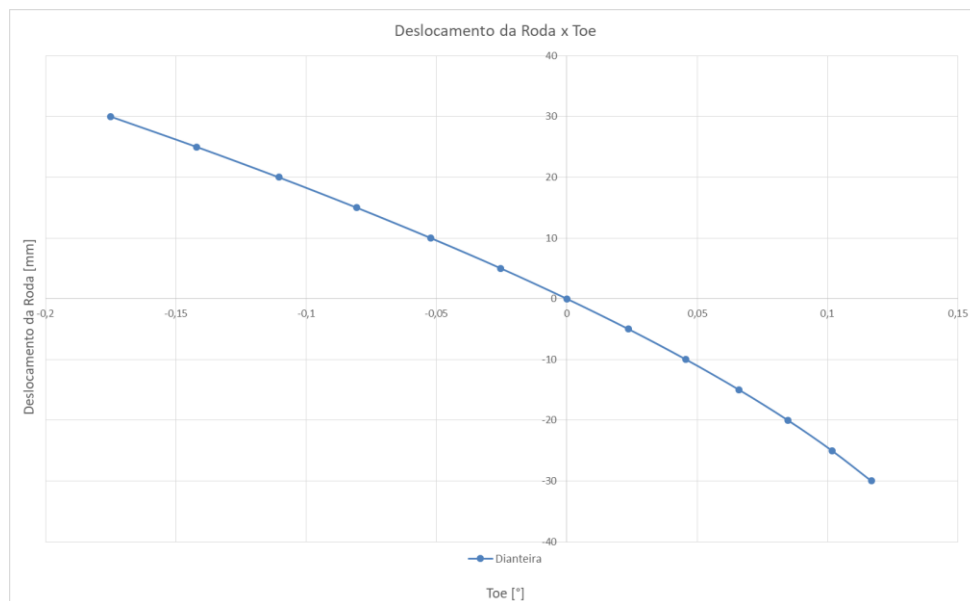
É possível analisar também a variação de convergência com o deslocamento vertical da roda apenas para a dianteira na Tabela 12 e na Figura 41, pois as rodas traseiras estão travadas ao chassi pela barra de convergência, logo não apresentam variação.

Tabela 12 – Deslocamento da Roda x Convergência

Deslocamento da Roda [mm]	Convergência [°]
30	-0,17
25	-0,14
20	-0,11
15	-0,08
10	-0,05
5	-0,02
0	0
-5	0,02
-10	0,04
-15	0,06
-20	0,08
-25	0,10
-30	0,11

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 41 – Deslocamento da Roda x Convergência



Fonte: Excel (2019).

Pode-se ver que a variação de convergência é bem baixa, o que é um comportamento bom pois traz mais estabilidade para a direção, principalmente ao passar em irregularidades do solo como buracos.

4.2.3.2 Roll

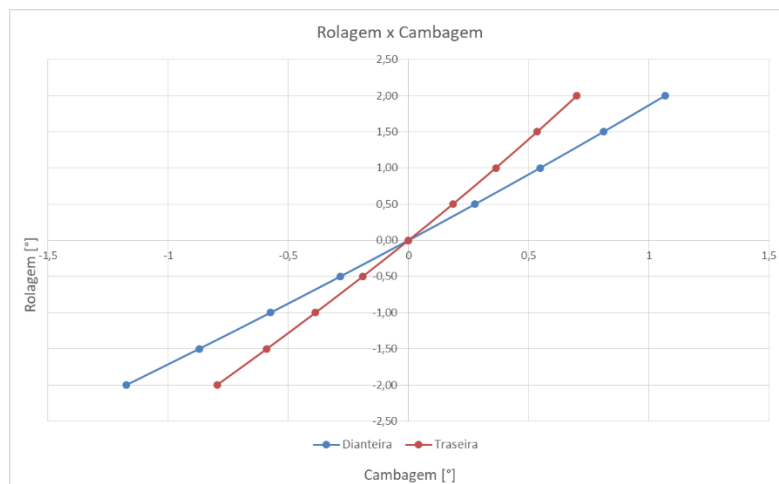
Considerando que a massa suspensa vai rolar no máximo 2°, de acordo com o projeto de suspensão e rigidez definidas, pode-se verificar na tabela 13 e Figura 42 a variação de cambagem com a rolagem da massa suspensa.

Tabela 13 – Rolagem x Cambagem

Ângulo de rolagem [°]	Cambagem Dianteira [°]	Cambagem Traseira [°]
2	1,06	0,70
1,5	0,81	0,53
1	0,54	0,36
0,5	0,27	0,18
0	0	0
-0,5	-0,28	-0,19
-1	-0,57	-0,38
-1,5	-0,87	-0,58
-2	-1,17	-0,79

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 42 – Rolagem x Cambagem



Fonte: Excel (2019).

Com estes dados é possível definir a cambagem estática do veículo, ou seja, na máxima aceleração lateral e rolagem da massa suspensa a roda interna da curva vai ficar com 1° na dianteira e $0,8^\circ$ na traseira de cambagem positiva, perdendo aderência com o solo. Para evitar isto, na cambagem estática se utiliza -1° na dianteira e $-0,8^\circ$ na traseira, desta maneira na curva a 2° de rolagem a cambagem será neutra, maior aderência ao solo.

Carros de competição geralmente usam cambagem estática negativa devido a este efeito das rodas na curva, pode-se ver um exemplo realista na Figura 43.

Figura 43 – Cambagem negativa Fórmula 1.



Fonte: Redbull (2019).

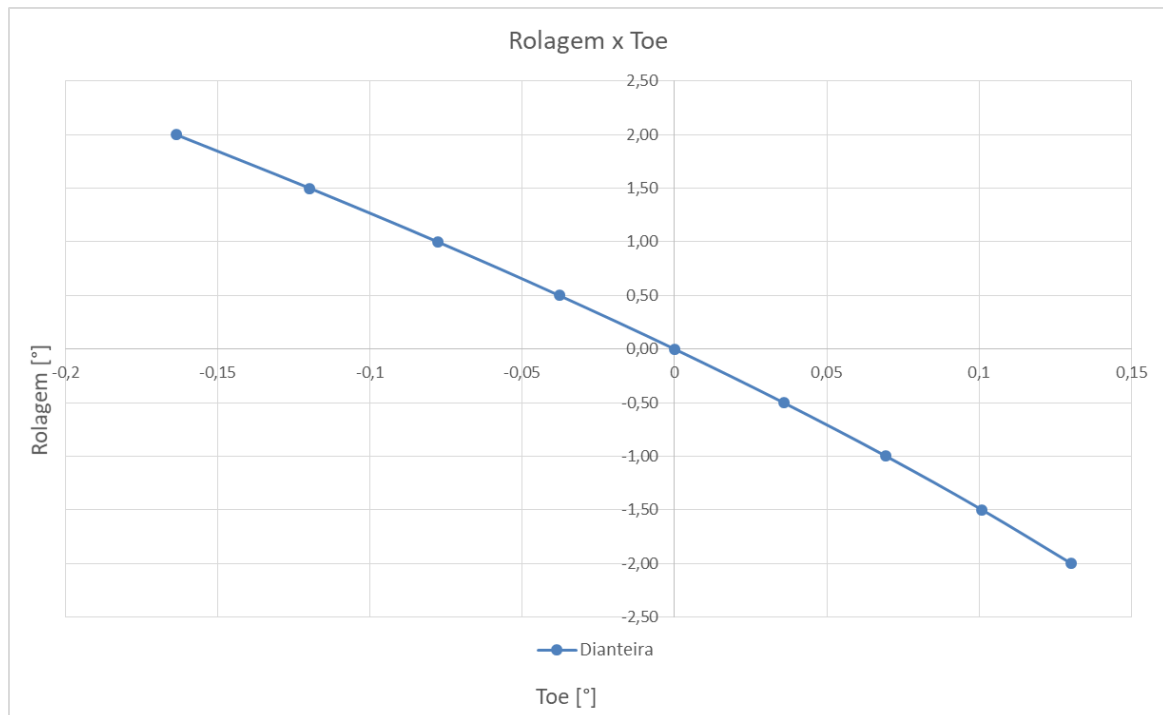
Por fim pode-se analisar a variação de convergência na dianteira com a rolagem na Tabela 14 e Figura 44.

Tabela 14 – Rolagem x Convergência

Ângulo de rolagem [°]	Cambagem Dianteira [°]
2	-0,16
1,5	-0,11
1	-0,07
0,5	-0,03
0	0
-0,5	0,03
-1	0,06
-1,5	0,10
-2	0,13

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 44 – Rolagem x Convergência



Fonte: Excel (2019).

Pode-se verificar também uma baixa variação da convergência na rolagem, o que é bom pois traz novamente maior estabilidade da direção.

4.3 CÁLCULO DOS ESFORÇOS NA MANGA DE EIXO

Neste capítulo serão apresentados os cálculos analíticos dos esforços agindo na manga de eixo para sua posterior simulação computacional.

4.3.1 Metodologia para os cálculos

As forças calculadas atuantes no “*contact patch*” do pneu vão ser transferidas para os braços de suspensão através da manga de eixo, como os braços são ancorados na manga com terminais rotulares, não existem esforços de flexão, serão transferidos para os braços de suspensão apenas esforços axiais.

Para determinar como estas forças vão ser distribuídas entre os braços de suspensão ancoradas na manga de eixo, um sistema de vetores e matrizes foi utilizado.

Para explorar esse sistema de cálculos vetoriais, é necessário definir as nomenclaturas padrões de cada ponto da suspensão, também numeradas pela Figura 45.

TR – Tie Rod (Barra de direção)

LCAF – Lower Control Arm Front (Braço de suspensão inferior da frente)

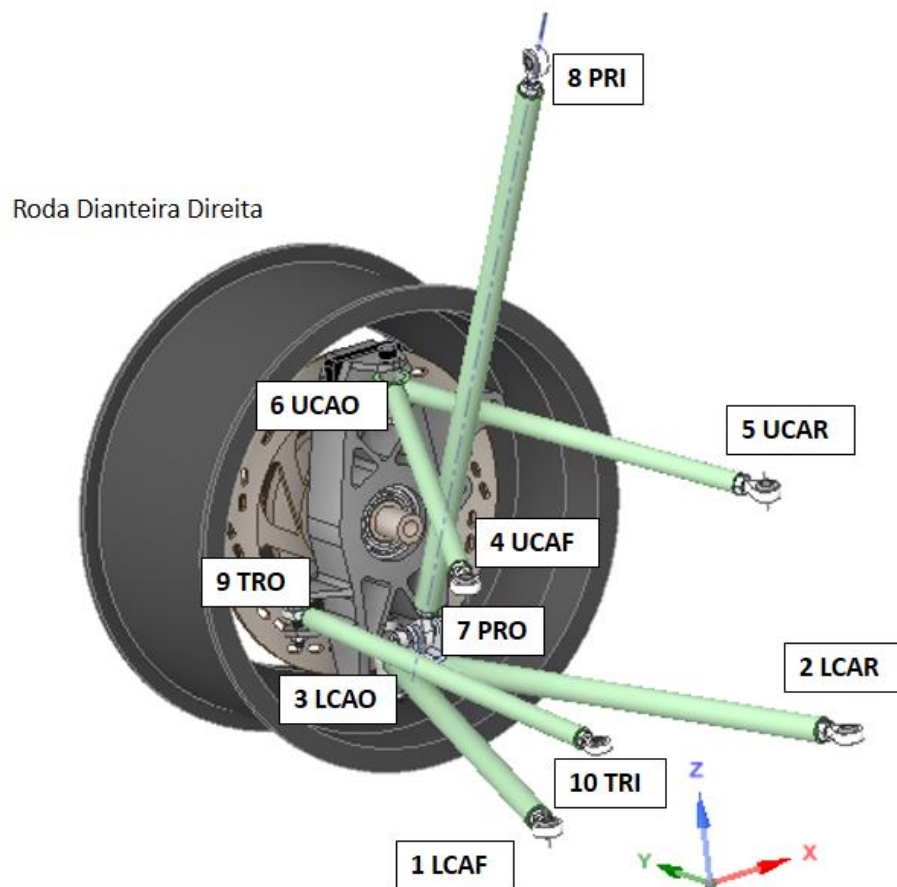
LCAR – Lower Control Arm Rear (Braço de suspensão inferior de trás)

UCAF – Upper Control Arm Front (Braço de suspensão superior da frente)

UCAR – Upper Control Arm Rear (Braço de suspensão superior de trás)

PR – Push Rod (Barra que liga o amortecedor a bandeja inferior)

Figura 45 – Pontos geometria de suspensão



Fonte: Ansys (2021).

Como convenção, será denominado com a letra “I” (*Inboard*) os pontos ancorados no lado do chassis e com a letra “O” (*Outboard*) os pontos ancorados na manga de eixo.

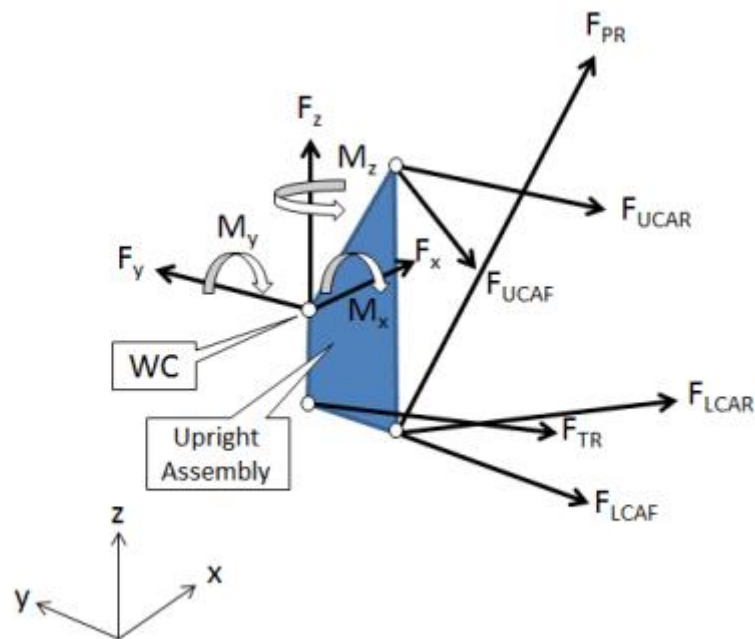
Como se observa na Figura 45, o sistema de suspensão de um FSAE vai ser geralmente formado por 4 membros: a bandeja superior, inferior, o braço de direção e a “push rod”.

Esta geometria de suspensão é conhecida como “Duplo-A” justamente pelos 2 braços serem formados por 2 tubos dando o formato da letra “A”. Como já mencionado neste trabalho, a barra de direção vai ser responsável por converter o movimento linear da

cremalheira em movimento de rotação na roda e a “*push rod*” vai ser a ligação entre o braço de suspensão e o amortecedor, ou seja, é o membro que vai converter o movimento vertical das bandejas (ou braço de suspensão) em compressão ou extensão da mola.

Para esta análise, será feita o diagrama de corpo livre das forças resultantes na manga de eixo seguindo também a orientação do eixo coordenado conforme a Figura 46.

Figura 46 – Diagrama de corpo livre Manga de eixo



Fonte: Flickinger (2014).

Onde Z estará apontando para a vertical do veículo (positivo para cima), X para a longitudinal (positivo para a traseira) e Y para a lateral (positivo para a direita).

4.3.2 Desenvolvimento das equações

A tensão axial nos 6 membros de suspensão são as forças desconhecidas a serem calculadas. O balanço de força e momento nas direções X, Y e Z podem ser escritas de acordo com as forças geradas no “*contact patch*” e resolvidas em relação ao centro da roda. O centro da roda será a base do corpo rígido para o qual os cálculos serão feitos conforme ilustrado na Figura 46. Este balanço de forças e momento vai gerar 6 equações e 6 incógnitas (1 para cada membro) que vão ser resolvidas através de um cálculo matricial, conforme equação 11.

$$[A] * \{x\} = \{B\} \quad (11)$$

A Matriz A será definida como uma matriz 6x6 onde as primeiras 3 linhas representam a soma de forças nos 3 eixos coordenados, as 3 últimas linhas serão a somatória dos momentos em cada direção e cada coluna vai representar um membro.

A Matriz x será definida como uma matriz 6x1 onde cada linha representa as forças axiais a serem calculadas para cada membro da suspensão.

A Matriz B vai ser definida como uma matriz 6x1 onde as 3 primeiras linhas serão as forças Fx, Fy e Fz e as 3 últimas os momentos Mx, My e Mz agindo no centro da roda, devido as forças no “*contact patch*”.

Sumarizando, a Matriz A será a matriz derivada dos pontos de suspensão, a Matriz X as forças a serem descobertas e a Matriz B os dados de entrada, calculados na seção 2.3.1.2.

4.3.3 Vetores Coordenados

Para montar a Matriz A, é necessário ter todos os pontos coordenados da suspensão conforme Tabela 15 para então fazer o cálculo dos vetores posição.

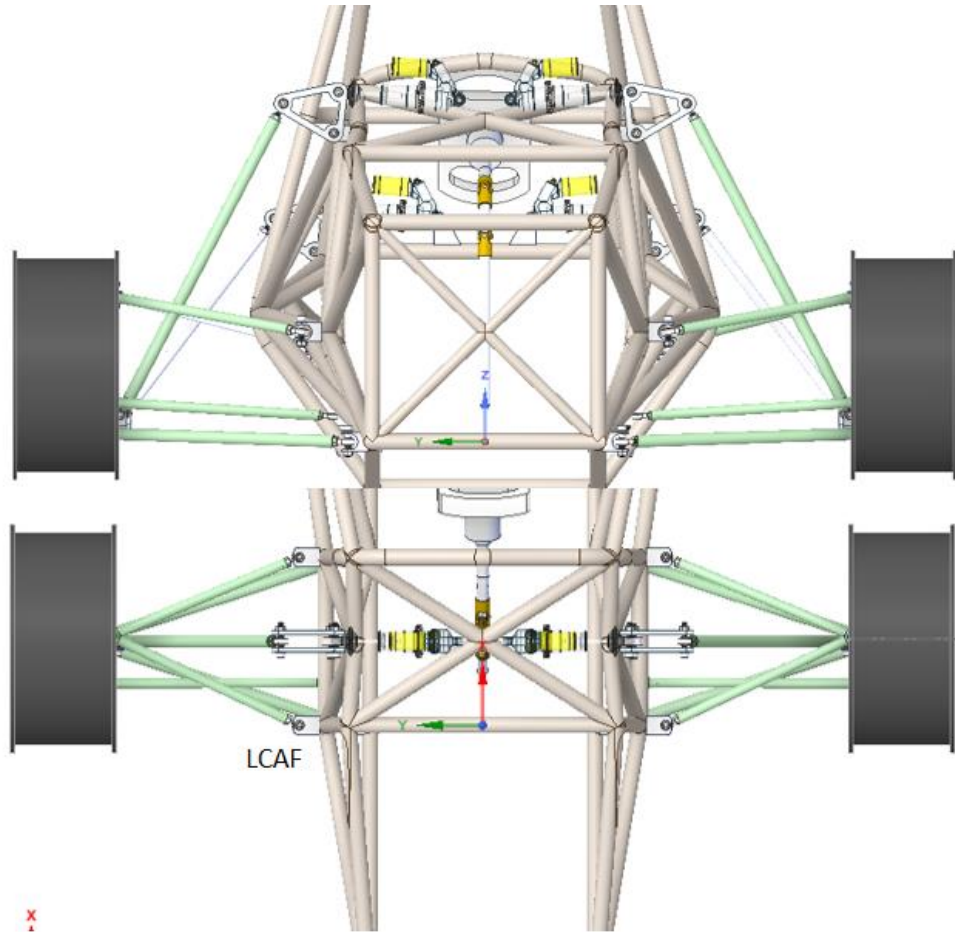
Tabela 15 – Coordenadas sistema de suspensão

Ponto	Membro	X	Y	Z
1	LCAF	0	212,70	0
2	LCAR	260,00	212,70	0
3	LCAO	130,20	609,67	13,56
4	UCAF	0	284,00	170,00
5	UCAR	260,00	284,00	170,00
6	UCAO	137,60	576,67	224,26
7	PRO	130,00	565,68	41,67
8	PRI	130,00	313,00	524,00
9	TRO	65,00	627,50	63,91
10	TRI	65,93	237,70	39,52
11	WC	133,90	650,00	118,91
12	CP	133,90	650	-141,08

Fonte: Elaborado pelo autor.

Onde a origem do eixo coordenado foi definido alinhado em Z e X com o LCAF e no centro do veículo, conforme Figura 47.

Figura 47 – Origem eixo coordenado vista frontal e superior



Fonte: Ansys (2021).

Para calcular o vetor posição de cada membro, basta subtrair os pontos ancorados na manga dos pontos ancorados no chassi, conforme equação 12.

$$OI = [Ox - Ix, Oy - Iy, Oz - Iz] \quad (12)$$

Calculados os vetores posição para todos os membros, a magnitude de cada vetor pode ser calculada de acordo com a Equação 13. Assim o vetor unitário de cada membro pode ser calculado dividindo todos os componentes pela sua magnitude, conforme Equação 14.

$$OI = \sqrt{(Ox - Ix)^2 + (Oy - Iy)^2 + (Oz - Iz)^2} \quad (13)$$

$$u_{oi} = \left[\frac{Oix}{oi}, \frac{Oiy}{oi}, \frac{Oiz}{oi} \right] \quad (14)$$

Desta maneira, na Tabela 16 e 17 tem-se todos os vetores unitários obtidos.

Tabela 16 – Vetores posição e Magnitude

Vetor	X	Y	Z	Magnitude
V3-1	130,20	396,97	13,56	418,00
V3-2	-129,80	396,97	13,56	417,87
V6-4	137,60	292,67	54,26	327,92
V6-5	-122,40	292,67	54,26	321,84
V7-8	0	252,68	-482,33	544,50
V9-10	-0,93	389,80	24,39	390,56

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 17 – Vetores Unitários

Vetor	X	Y	Z
u3-1	0,31	0,95	0,03
u3-2	-0,31	0,95	0,03
u6-4	0,42	0,89	0,16
u6-5	-0,38	0,90	0,17
u7-8	0	0,46	-0,88
u9-10	0	0,99	0,06

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3.4 Somatório de Forças

Com os vetores unitários definidos para cada membro, pode-se construir as primeiras linhas da Matriz A. Como foi considerado uma condição estática em equilíbrio, tem-se que a soma de todas as Forças vai ser igual a zero, desta maneira obtém-se as equações 15, 16 e 17 para as coordenadas x, y e z respectivamente.

$$\begin{aligned} \sum F_x = 0 = & F_{TR}u_{TR_x} + F_{LCAF}u_{LCAF_x} + F_{LCAR}u_{LCAR_x} \\ & + F_{UCAF}u_{UCAF_x} + F_{UCAR}u_{UCAR_x} \\ & + F_{PR}u_{PR_x} + F_x \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 = & F_{TR}u_{TR_y} + F_{LCAF}u_{LCAF_y} + F_{LCAR}u_{LCAR_y} \\ & + F_{UCAF}u_{UCAF_y} + F_{UCAR}u_{UCAR_y} + F_{PR}u_{PR_y} \\ & + F_y \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 = & F_{TR}u_{TR_z} + F_{LCAF}u_{LCAF_z} + F_{LCAR}u_{LCAR_z} \\ & + F_{UCAF}u_{UCAF_z} + F_{UCAR}u_{UCAR_z} + F_{PR}u_{PR_z} \\ & + F_z \end{aligned} \quad (17)$$

Onde “Ftr” vai ser a força axial agindo na “Tie Rod” e “utrx” a componente do vetor unitário em x, calculada na Tabela 17, assim observa-se a somatória desta relação para a Força agindo nos outros membros e seus respectivos vetores e componentes. Os termos “Fx”, “Fy” e “Fz” serão as forças agindo no pneu, usados como dados de entrada.

4.3.5 Somatório de Momentos

Pode-se definir as três últimas linhas da Matriz A fazendo a somatória de momentos em relação ao centro da roda, para isso, é preciso calcular os braços de alavanca de todas as forças agindo no sistema, sendo necessário o vetor posição do centro da roda para estes pontos. Pode-se ver na Equação 18 o cálculo do vetor para a “Tie Rod”, onde se subtraem as coordenadas “Outboard” do Centro da roda, disponíveis na Tabela 15.

$$\begin{aligned} r_x &= TR_x - WC_x \\ r_y &= TR_y - WC_y \\ r_z &= TR_z - WC_z \end{aligned} \quad (18)$$

Assim na Tabela 18 tem-se todos os vetores posição calculados.

Tabela 18 – Vetores Unitários Centro da Roda

Vetor	X	Y	Z
V3-11	-3,70	-40,33	-105,35
V6-11	3,70	-73,33	105,35
V7-11	-3,90	-84,32	-77,24
V9-11	-68,90	-22,50	-55,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para se calcular o Momento em cada eixo é utilizado o produto cruzado entre dois vetores, onde a resultante será um vetor perpendicular a eles, portanto normal ao seu plano. Para o produto cruzado é necessário utilizar o vetor unitário, contendo magnitude e direção dos vetores.

Por definição, a soma dos momentos em X vai conter apenas os termos em Y e Z (o momento causado por Fx tem um braço de alavanca nulo), assim pode-se ver as equações do momento para cada componente nas relações 19, 20 e 21, onde os termos “n” serão os vetores unitários calculados na Tabela 17.

$$\begin{aligned}
 \sum M_x = & F_{TR}(n_z r_y - n_y r_z)_{TR} \\
 & + F_{LCAF}(n_z r_y - n_y r_z)_{LCAF} \\
 & + F_{LCAR}(n_z r_y - n_y r_z)_{LCAR} \\
 & + F_{UCAF}(n_z r_y - n_y r_z)_{UCAF} \\
 & + F_{UCAR}(n_z r_y - n_y r_z)_{UCAR} \\
 & + F_{PR}(n_z r_y - n_y r_z)_{PR} + M_x
 \end{aligned} \tag{19}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_y = & F_{TR}(n_z r_x - n_x r_z)_{TR} \\
 & + F_{LCAF}(n_z r_x - n_x r_z)_{LCAF} \\
 & + F_{LCAR}(n_z r_x - n_x r_z)_{LCAR} \\
 & + F_{UCAF}(n_z r_x - n_x r_z)_{UCAF} \\
 & + F_{UCAR}(n_z r_x - n_x r_z)_{UCAR} \\
 & + F_{PR}(n_z r_x - n_x r_z)_{PR} \dots + M_y
 \end{aligned} \tag{20}$$

$$\begin{aligned}
\sum M_z = & F_{TR}(n_y r_x - n_x r_y)_{TR} \\
& + F_{LCAF}(n_y r_x - n_x r_y)_{LCAF} \\
& + F_{LCAR}(n_y r_x - n_x r_y)_{LCAR} \\
& + F_{UCAF}(n_y r_x - n_x r_y)_{UCAF} \\
& + F_{UCAR}(n_y r_x - n_x r_y)_{UCAR} \\
& + F_{PR}(n_y r_x - n_x r_y)_{PR} \dots + M_z
\end{aligned} \tag{21}$$

4.3.6 Construção e Resolução das matrizes

Feito o cálculo de forças e momentos, pode-se construir a Matriz A conforme a equação 22.

$$[A] = \begin{bmatrix}
u_{TRx} & u_{LCAFx} & u_{LCARx} & u_{UCAFx} & u_{UCARx} & u_{PRx} \\
u_{TRY} & u_{LCAFy} & u_{LCARY} & u_{UCAFy} & u_{UCARY} & u_{PRy} \\
u_{TRz} & u_{LCAFz} & u_{LCARz} & u_{UCAFz} & u_{UCARz} & u_{PRz} \\
(n_z r_y - n_y r_z)_{TR} & (n_z r_y - n_y r_z)_{LCAF} & (n_z r_y - n_y r_z)_{LCAR} & (n_z r_y - n_y r_z)_{UCAF} & (n_z r_y - n_y r_z)_{UCAR} & (n_z r_y - n_y r_z)_{PR} \\
(n_z r_x - n_x r_z)_{TR} & (n_z r_x - n_x r_z)_{LCAF} & (n_z r_x - n_x r_z)_{LCAR} & (n_z r_x - n_x r_z)_{UCAF} & (n_z r_x - n_x r_z)_{UCAR} & (n_z r_x - n_x r_z)_{PR} \\
(n_y r_x - n_x r_y)_{TR} & (n_y r_x - n_x r_y)_{LCAF} & (n_y r_x - n_x r_y)_{LCAR} & (n_y r_x - n_x r_y)_{UCAF} & (n_y r_x - n_x r_y)_{UCAR} & (n_y r_x - n_x r_y)_{PR}
\end{bmatrix} \tag{22}$$

A Matriz X será a matriz das forças a serem calculadas, conforme Equação 23.

$$\{X\} = \begin{bmatrix}
F_{TR} \\
F_{LCAF} \\
F_{LCAR} \\
F_{UCAF} \\
F_{UCAR} \\
F_{PR}
\end{bmatrix} \tag{23}$$

Por fim a Matriz B será a matriz de forças conhecidas, que vão estar agindo no pneu de acordo com a condição de movimento, conforme equação 24.

$$[B] = \begin{bmatrix}
F_x \\
F_y \\
F_z \\
(F_z R_y - F_y R_z) \\
(F_x R_z - F_z R_x) \\
(F_y R_x - F_x R_y)
\end{bmatrix} \tag{24}$$

Os momentos utilizados na Matriz B são devidos a forças atuantes no “*contact patch*” multiplicados pelo braço de alavanca até o centro da roda, desta maneira, pode-se utilizar novamente a Tabela 15 para se calcular o vetor posição entre os dois pontos, apenas subtraindo as coordenadas nos 3 eixos, como se observa na Tabela 19.

Tabela 19 – Braço momento entre o “*contact patch*” e o centro da roda

Vetor	X	Y	Z
V12-11	0	0	-260,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

O que já era um valor esperado, pois o “*contact patch*” é a projeção do centro da roda no solo, logo só diferem na coordenada Z, como o diâmetro externo do pneu para o protótipo de 2019 é de 520 mm, se espera a diferença de 260 mm entre os dois pontos.

Para resolver essa equação matricial foi utilizado o software Microsoft Excel e usado o conceito da matriz inversa de “A” para obter a Matriz X, conforme Equação 25.

$$\{x\} = \{B\} * [A]^{-1} \quad (25)$$

Conforme calculado na seção 2.3.1.2, temos na tabela 20 a Matriz B para as 2 condições extremas de trabalho.

Tabela 20 – Matriz B

Curva	Frenagem
0 [N]	1148,97 [N]
1761,36 [N]	0 [N]
1467,80 [N]	1406,34 [N]
467989,20 [N.mm]	0 [N.mm]
0 [N.mm]	-311993,00 [N.mm]
0 [N.mm]	0 [N.mm]

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na Figura 48 pode-se ver a Matriz A e sua inversa com o auxílio do MS Excel.

Figura 48 – Matriz A e Inversa

Matriz A						
	u9-10	u3-1	u3-2	u6-4	u6-5	u7-8
Fx	-0,00238	0,311486	-0,31062	0,41961	-0,38031	0
Fy	0,998045	0,949697	0,94998	0,892496	0,909362	0,464052
Fz	0,062448	0,03244	0,03245	0,165466	0,168593	-0,88581
Mx	53,4914	98,74604	98,77544	-106,154	-108,161	110,5365
My	-4,43366	32,69625	-32,8453	-56,3379	40,68814	3,454652
Mz	-68,8189	9,048346	-16,0423	34,07227	-24,5236	-1,8098
Matriz Inversa A						
	u9-10	u3-1	u3-2	u6-4	u6-5	u7-8
Fx	0,829391	-0,00588	-0,03894	-0,00046	-0,00217	-0,0149
Fy	0,545432	0,253935	0,484922	0,002665	0,007914	0,005666
Fz	-1,21535	0,217202	0,457328	0,00305	-0,00616	0,006374
Mx	0,473822	0,250008	-0,17828	-0,00228	-0,00527	0,002014
My	-0,67247	0,306458	-0,17282	-0,00282	0,005713	0,00175
Mz	-0,00556	0,12187	-1,16334	-0,00079	1,45E-05	9,98E-05

Fonte: Autoria própria (2021)

Assim pela Tabela 21 se obtém a Matriz de forças axiais agindo nos pontos de ancoragem da Manga de eixo devido aos braços de suspensão, “*push rod*” e “*tie rod*”, para cada condição.

Tabela 21 – Esforços atuantes nas mangas de eixo

Força	Curva	Frenagem
F _{TR}	1613,36 [N]	-285,93 [N]
F _{LCAF}	2431,84 [N]	-1087,14 [N]
F _{LCAR}	2504,28 [N]	1149,32 [N]
F _{UCAF}	-884,71 [N]	1944,90 [N]
F _{UCAR}	-1028,00 [N]	-2848,64 [N]
F _{PR}	-1893,64 [N]	-1765,21 [N]

Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando os resultados, pode-se notar alguns valores esperados que seguiram o “ideal”, nota-se que a F_{PR} (Força axial agindo na “*Push Rod*”) sempre está agindo em compressão (valores negativos), o que faz sentido pois para esta geometria de suspensão

usada, ela sempre vai trabalhar em compressão devido ao posicionamento do amortecedor e da sua ancoragem na bandeja inferior, por isso o termo “*push*” de empurrar o tubo.

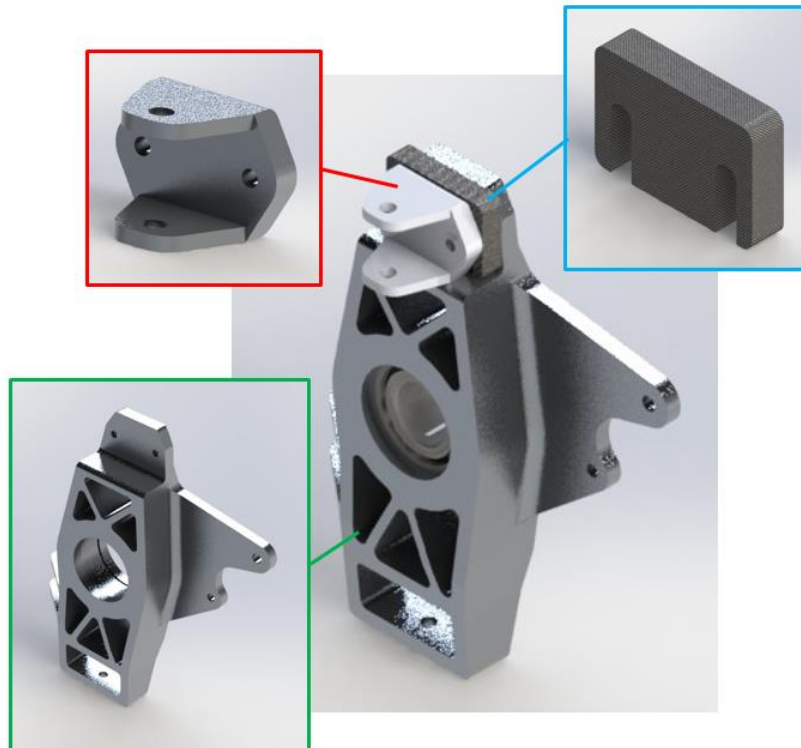
4.4 SIMULAÇÃO

Será apresentado neste capítulo a simulação computacional realizada na manga de eixo através do software Ansys mechanical, para sua validação e posterior manufatura.

4.4.1 Geometria e Materiais

Pode-se observar a montagem completa da manga de eixo, que como citado vai ser a junção de 3 componentes, a manga de eixo, orelha de fixação superior e a chapa de regulagem da cambagem, conforme a Figura 49.

Figura 49 – Montagem manga dianteira

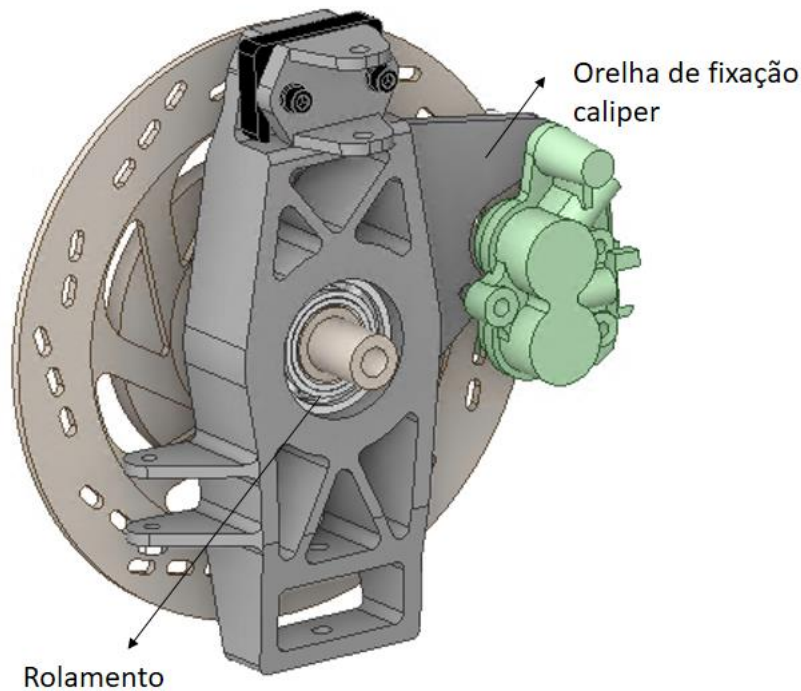


Fonte: Ansys (2021).

Na modelagem da geometria foi feita também a orelha de fixação do caliper, responsável por pressionar as pinças de freio no disco e consequentemente freando a roda,

na Figura 50 é mostrado os outros pontos de fixação além dos componentes de direção e suspensão (braços de suspensão e barra de direção).

Figura 50 – Pontos de Fixação



Fonte: Ansys (2021).

Foi definido como material o Alumínio 7075-T6 para a manga devido a sua baixa densidade e alta tensão de escoamento, sendo um material muito utilizado para componentes mecânicos no segmento de FSAE, pode-se comparar as propriedades do Aço SAE 1020 (aço carbono simples), Al7075-T6 e Aço AISI 1040 na Tabela 22.

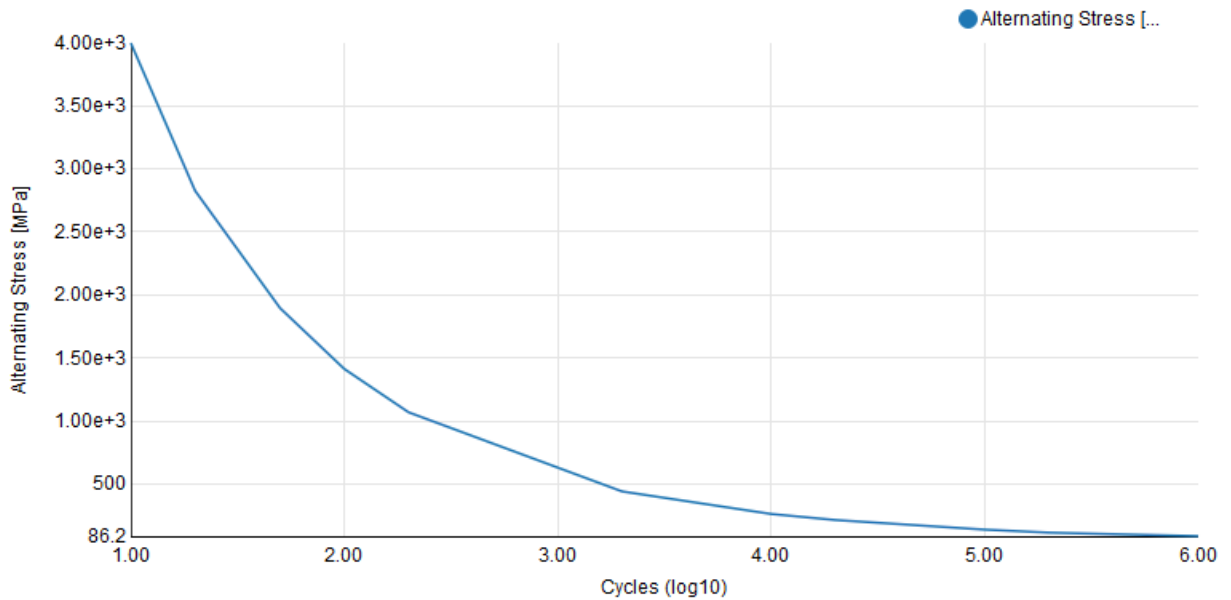
Tabela 22 – Propriedades Mecânicas

Propriedades	Aço SAE 1020	Al 7075-T6	Aço AISI 1040
Densidade	7,87 [g/cm ³]	2,77 [g/cm ³]	7,84 [g/cm ³]
Módulo de Elasticidade	200,00 [GPa]	71,00 [GPa]	210,00 [GPa]
Coefficiente de Poisson	0,30	0,33	0,30
Limite de Escoamento	250,00 [MPa]	503,00 [MPa]	415,00 [MPa]
Tensão de Ruptura	455,00 [MPa]	570,00 [MPa]	620,00 [MPa]

Fonte: Elaborado pelo autor.

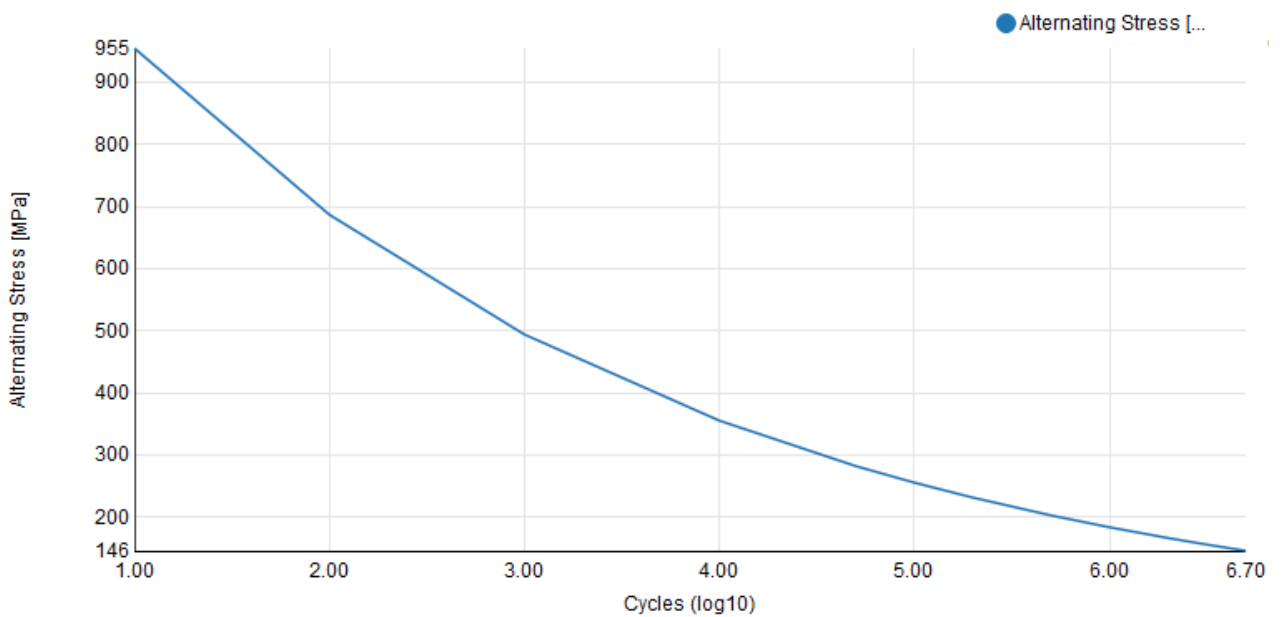
Além disso, são importantes as curvas S-N dos materiais para fazer a simulação de fadiga, tem-se as curvas nas Figuras 51, 52 e 53 para o Aço SAE 1020, Al 7075-T6 e Aço AISI 1040, respectivamente.

Figura 51 – Curva S-N Aço SAE 1020



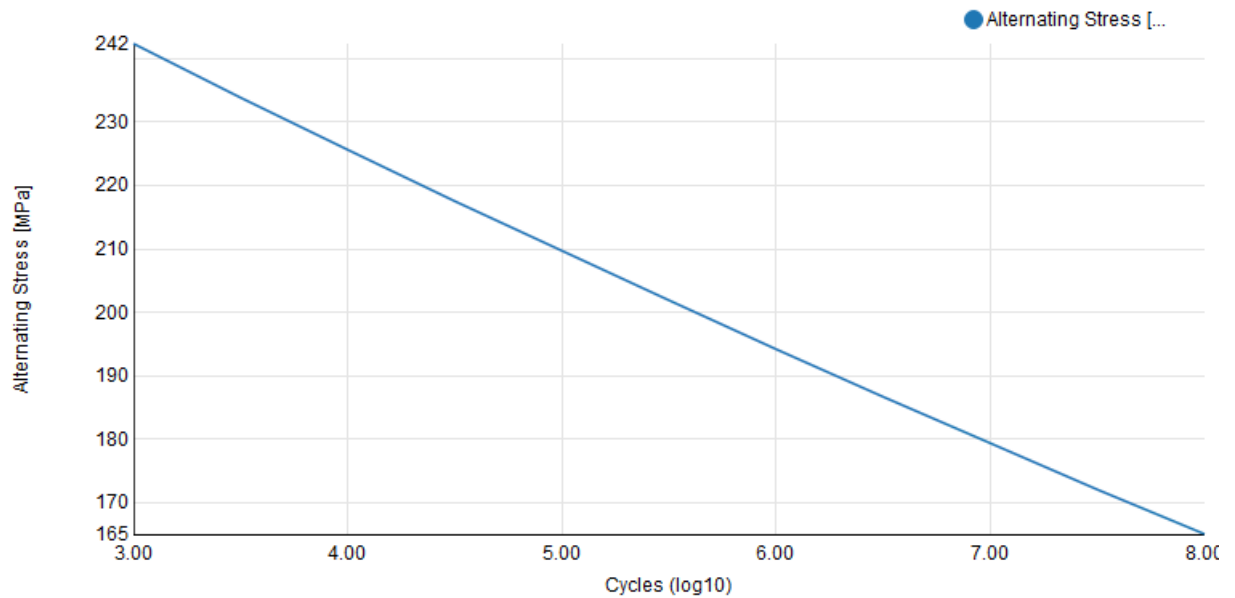
Fonte: Ansys (2021).

Figura 52 – Curva S-N Al 7075T6



Fonte – Ansys (2021).

Figura 53 – Curva S-N Aço AISI 1040



Fonte: Ansys (2019).

Dessa maneira foi definida a manga de eixo e a orelha de fixação superior com o material Al7075-T6, o espaçador como aço SAE 1020 e os parafusos com aço AISI 1040 para posterior simulação e manufatura.

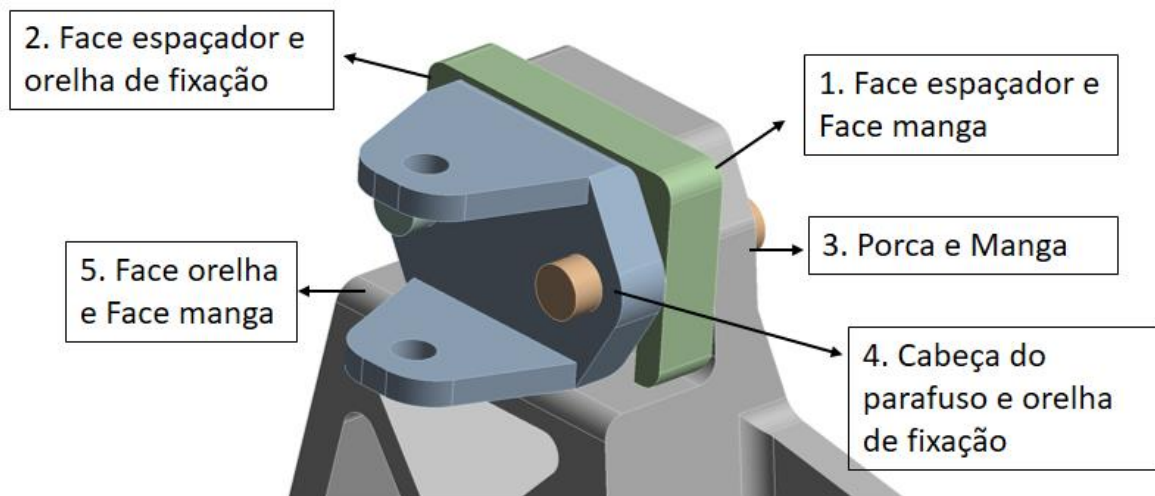
4.4.2 Condições de contorno

Para fazer uma simulação fiel com o que ocorre na realidade, foi necessário definir as condições de contorno da manga de eixo, dentre elas as condições de contato entre os componentes e as forças agindo nela, já calculadas no capítulo anterior.

4.4.2.1 Conexões

Foi necessário definir o tipo de conexão de cada componente, de acordo com seu comportamento físico, pode-se ver na Tabela 23 o contato entre cada componente e na Figura 53 todas as faces em contato na montagem.

Figura 54 – Faces em contato



Fonte: Ansys (2021).

No tipo de contato “*Frictionless*” é permitido o deslizamento sem atrito e a separação na direção normal de um componente ao outro e no tipo de contato “*Frictional*” é permitido o deslizamento com um coeficiente de atrito e a separação na direção normal.

Tabela 23 – Conexões

Contatos	Tipo	Coeficiente de atrito
1	Frictionless	0,00
2	Frictionless	0,00
3	Frictional	0,15
4	Frictional	0,15
5	Frictionless	0,00

Fonte: Elaborado pelo autor.

Desta maneira, como o atrito entre os componentes é irrelevante neste estudo, foi mantido apenas o atrito nos contatos da cabeça e porca do parafuso com orelha de fixação e manga, respectivamente, pois o esforço agindo nos parafusos vai ser relevante devido a força de aperto destes, que também serão levados em conta na simulação.

4.4.2.2 Forças

A simulação foi dividida em 2 etapas diferentes, na primeira etapa se aplica a pré-tensão de aperto no parafuso, ou seja, a força de aperto agindo no parafuso e na segunda etapa vai ser mantido este esforço de aperto, considerando o parafuso travado e será aplicado os esforços dos braços de suspensão e pneus agindo na manga.

Na primeira etapa podemos definir a pré-tensão do parafuso de acordo com sua dimensão e especificação, conforme Figura 55.

Figura 55 – Cálculo de Pré-tensão parafuso M6

Parameter	Value	Unit
Metric thread	M6	
Initial tensile stress σ_t	0.7	$\cdot R_{p0.2}$
Thread coeff. of friction μ_{thread}	0.15	
Head - face coeff. of friction μ_{head}	0.15	
pitch P	1	mm
pitch diameter d_2	5.35	mm
root diameter d_3	4.773	mm
tensile stress area $A_t = \pi/4 d_0^2$; $d_0 = (d_2 + d_3)/2$	20.12	mm ²
ultimate tensile strength R_m	1000	MPa
yield strength $R_{p0.2}$	900	MPa
tensile stress $\sigma_t = \sigma'_t \times R_{p0.2}$	630	MPa
torsional stress $\tau = M_G / (\pi/16 d_3^3)$	373.43	MPa
equivalent stress $\sigma_e = (\sigma_t^2 + 3\tau^2)^{1/2}$	902.91	MPa
thread friction M_G	7.97	Nm
thread friction M_G	-3.82	Nm
head face friction $M_{WD} = F_i \mu_{head} 1.3 d/2$	7.42	Nm
Total tightening torque $M_A = M_G + M_{WD}$	15.39	Nm
Initial preload $F_i = \sigma_t \cdot A_t$	12.68	kN
Load at Yield $F_{0.2} = R_{p0.2} \cdot A_t$	18.11	kN
Load reserve $P_b = F_{0.2} - F_i$	5.43	kN

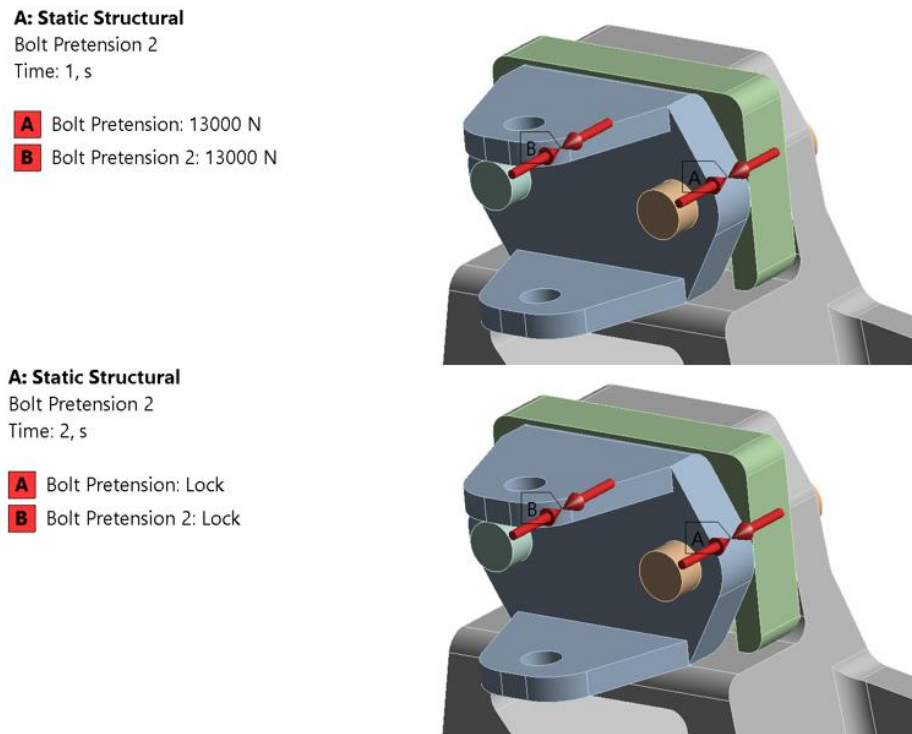
1) stress by torsion is relaxed after tightening.
2) equivalent stress should remain below the yield strength (linear elastic).

www.tribology-abc.com

Fonte: Tribology (2021).

Assim pode-se ver a pré-tensão aplicada na Figura 56 em ambos as etapas, onde o “Lock” significa que o parafuso está travado, aplicando a carga axial de 13 kN no parafuso e sujeito a variação desta tensão de acordo com as cargas externas.

Figura 56 – Pré-tensão

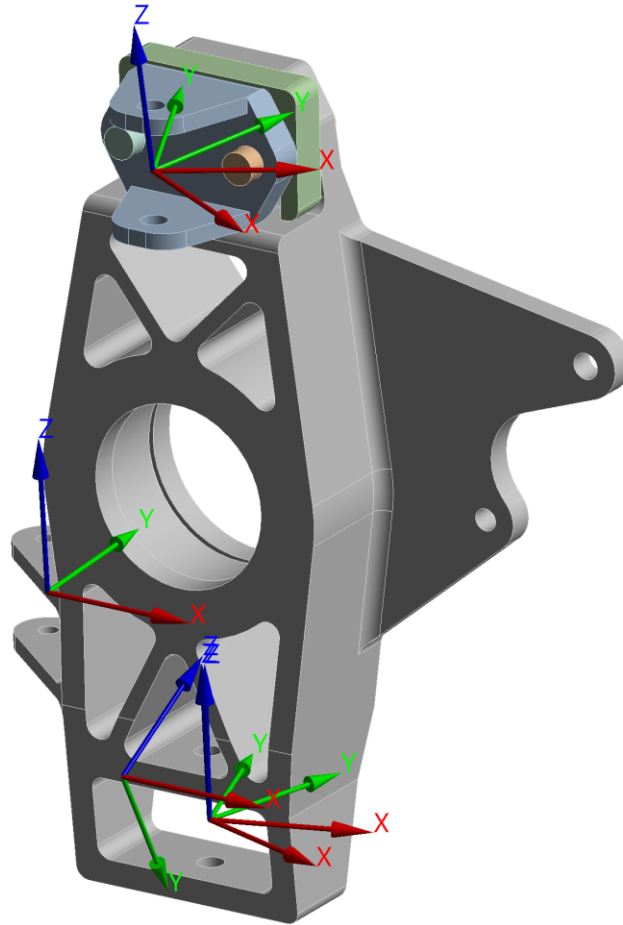


Fonte: Ansys (2021).

Além disso, na segunda etapa vai ser também aplicado as cargas externas, oriundas dos braços de suspensão e pneu, para isso foi definido eixos coordenados com a orientação axial de cada componente da suspensão, de maneira a aplicar esta carga nos furos de fixação na direção correta do esforço.

É possível na Figura 57 ver todos os eixos coordenados criados, onde os esforços axiais (direção dos tubos), estarão apontando para o eixo y.

Figura 57 – Eixos coordenados

Coordinate Systems

Fonte: Ansys (2021).

Dessa maneira consegue-se aplicar os esforços axiais calculados na seção 2.3.3.6 para as condições de curva, frenagem e também aplicar as forças agindo no pneu. Foi utilizado como ponto fixo o eixo do rolamento no centro da roda, usando a configuração de “*cylindrical support*” onde será restringido a movimentação em todas as direções para superfícies cilíndricas.

Para a condição de Frenagem foi aplicada também uma força de 3500N com sentido para cima nos pontos de fixação do caliper, devido ao esforço gerado pelo atrito com o disco de freio, segundo estudos do sistema de freios.

Pode-se verificar as forças aplicadas para a condição de curva e frenagem na Figura 58 e 59, respectivamente.

Figura 58 – Forças Curva

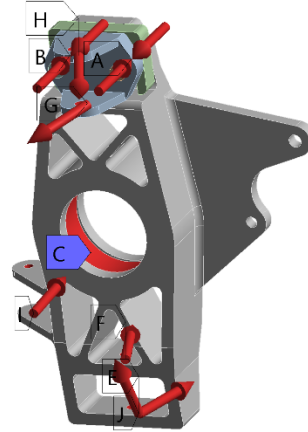
A: Curva

Static Structural

Time: 2, s

Items: 10 of 11 indicated

- A** Bolt Pretension: Lock
- B** Bolt Pretension 2: Lock
- C** Cylindrical Support: 0, mm
- D** Tyre Forces: 2343,1 N
- E** FLCAF: 2432, N
- F** FLCAR: 2500, N
- G** UCAF: 900, N
- H** UCAR: 1028, N
- I** TR: 1613, N
- J** PR: 1893, N



Fonte: Ansys (2021).

Figura 59 – Forças Frenagem

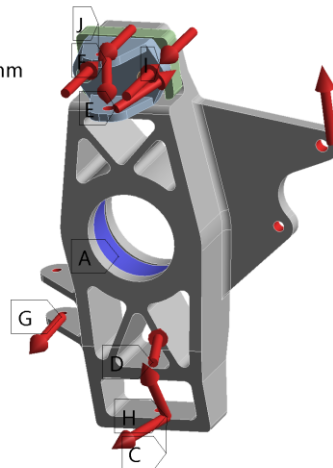
B: Frenagem

Static Structural 2

Time: 2, s

Items: 10 of 12 indicated

- A** Cylindrical Support: 0, mm
- B** Tyre Forces: 1920,9 N
- C** FLCAF: 1087, N
- D** FLCAR: 1150, N
- E** UCAF: 2000, N
- F** UCAR: 3000, N
- G** TR: 285, N
- H** PR: 1765, N
- I** Bolt Pretension: Lock
- J** Bolt Pretension 2: Lock



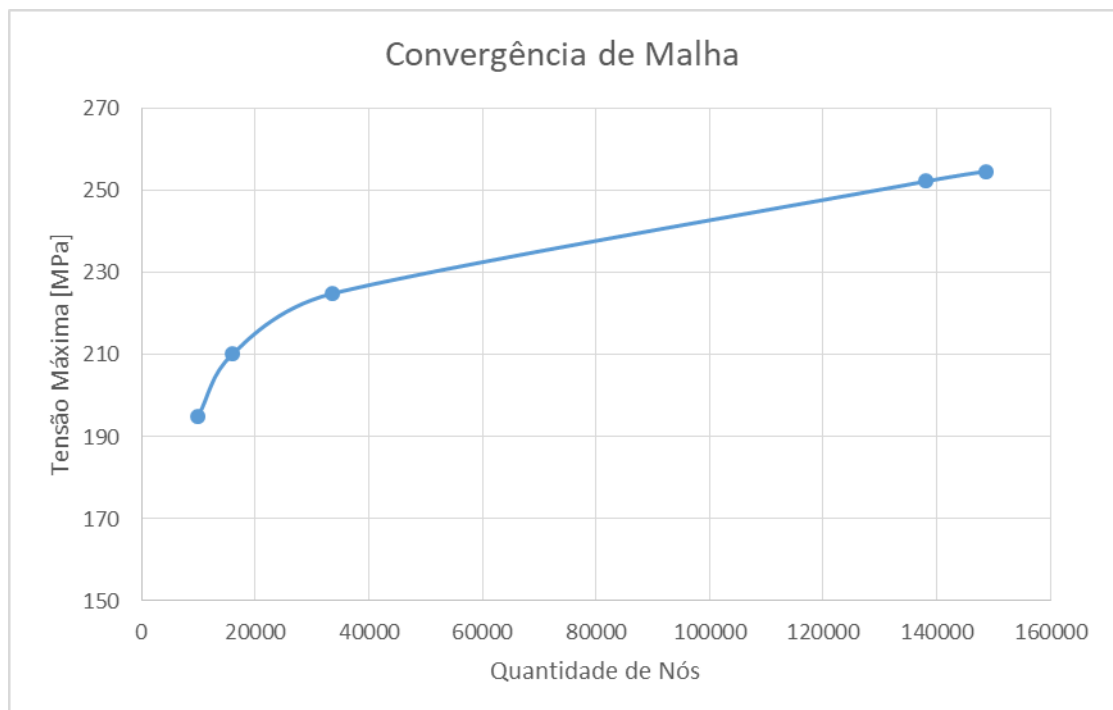
Fonte: Ansys (2021).

4.4.3 Malha

Definidos as condições de contorno do modelo, pode-se gerar a malha para a posterior resolução dos resultados, para isso foi feita uma análise da qualidade da malha gerada, traçando uma curva de convergência dos resultados de tensão [MPa] e buscando uma quantidade de elementos e nós ideais.

Pode-se verificar a curva de convergência na Figura 60, onde analisamos o valor da Tensão máxima obtida pela quantidade de nós do modelo.

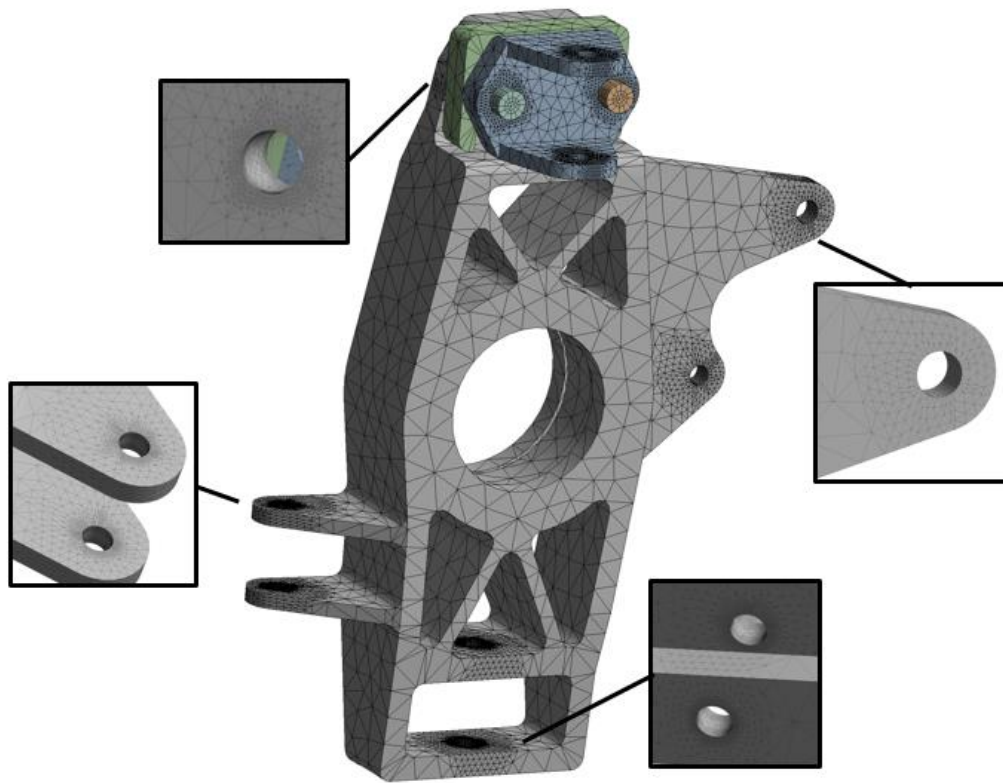
Figura 60 – Convergência de Malha



Fonte: Excel (2019).

É possível ver que para uma faixa de 140.000 nós a malha já converge, dando um resultado de Tensão máxima com diferença de 1%, sendo uma quantidade boa e ideal para a simulação. Pode-se ver na Figura 61 a malha gerada e os pontos de refinamento, que serão os furos de fixação sujeitos a maiores tensões.

Figura 61 – Malha refinada



Fonte: Ansys (2021).

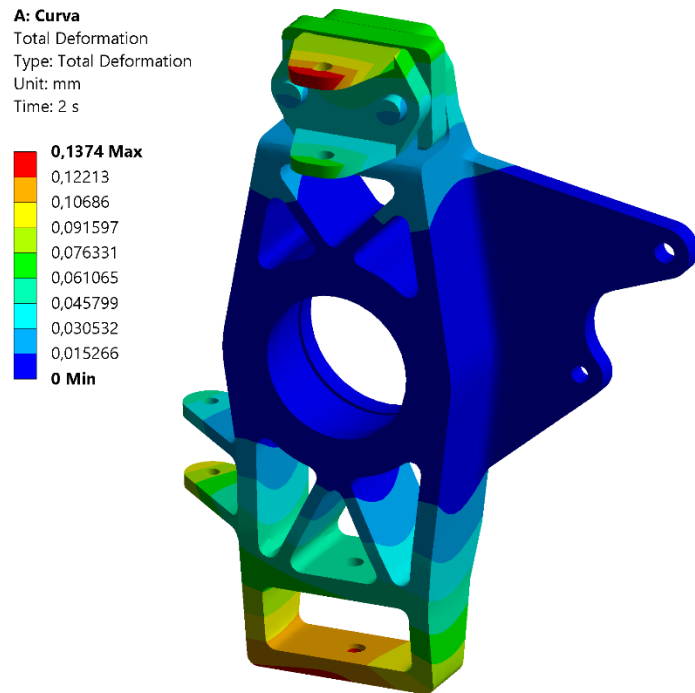
4.4.4 Resultados

Nesta seção analisa-se os resultados obtidos para a deformação, tensão e fadiga da manga de eixo.

4.4.4.1 Deformação

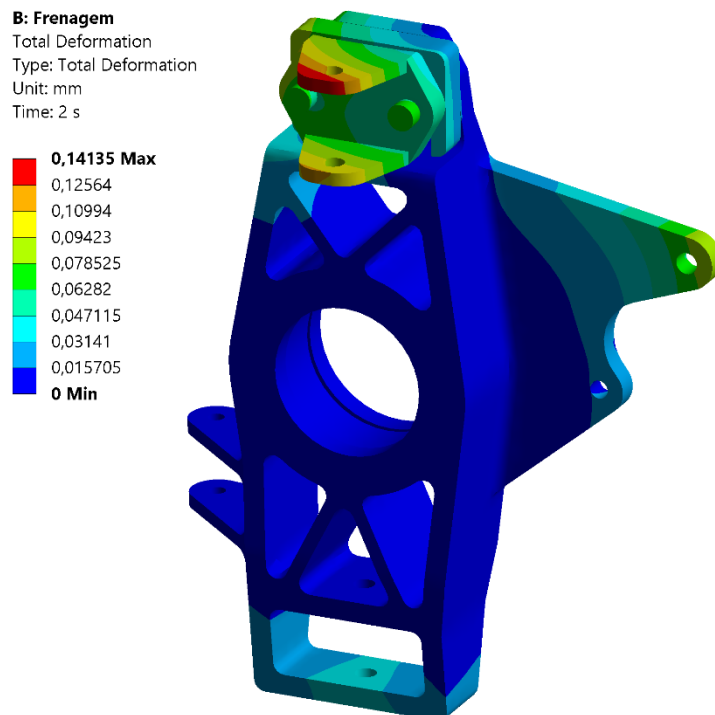
Pode se observar os resultados de deformação nas Figuras 62 e 63 para as condições de curva e frenagem, respectivamente.

Figura 62 – Deformação na Curva



Fonte: Ansys (2021).

Figura 63 – Deformação na Frenagem



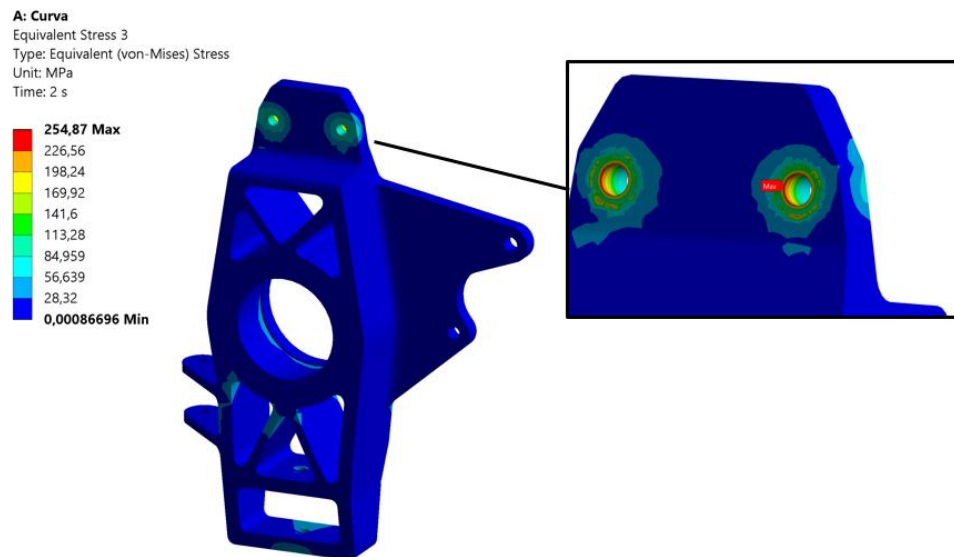
Fonte: Ansys (2021).

Nota-se em ambas as condições que tem-se a maior deformação na ponta da orelha de fixação superior, chegando a 0,14 mm, considerando-se uma deformação quase nula.

4.4.4.2 Tensão de von-Mises

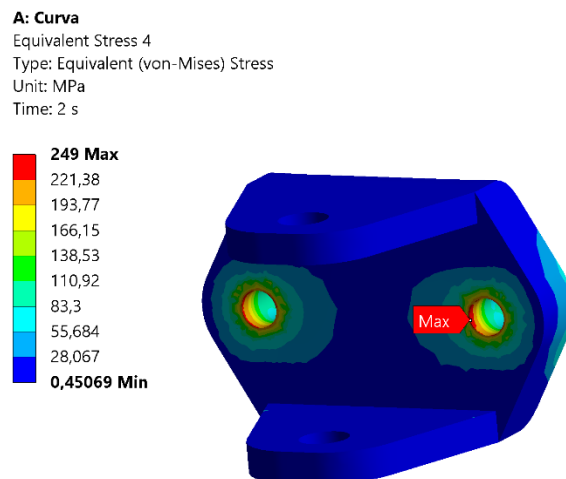
Pode-se analisar a Tensão de von-Mises na curva através das Figuras 64 e 65, como o objeto de estudo é a tensão na manga de eixo e não no parafuso M6, faz-se a análise separada apenas da manga e da orelha de fixação.

Figura 64 – Tensão manga na curva



Fonte: Ansys (2021).

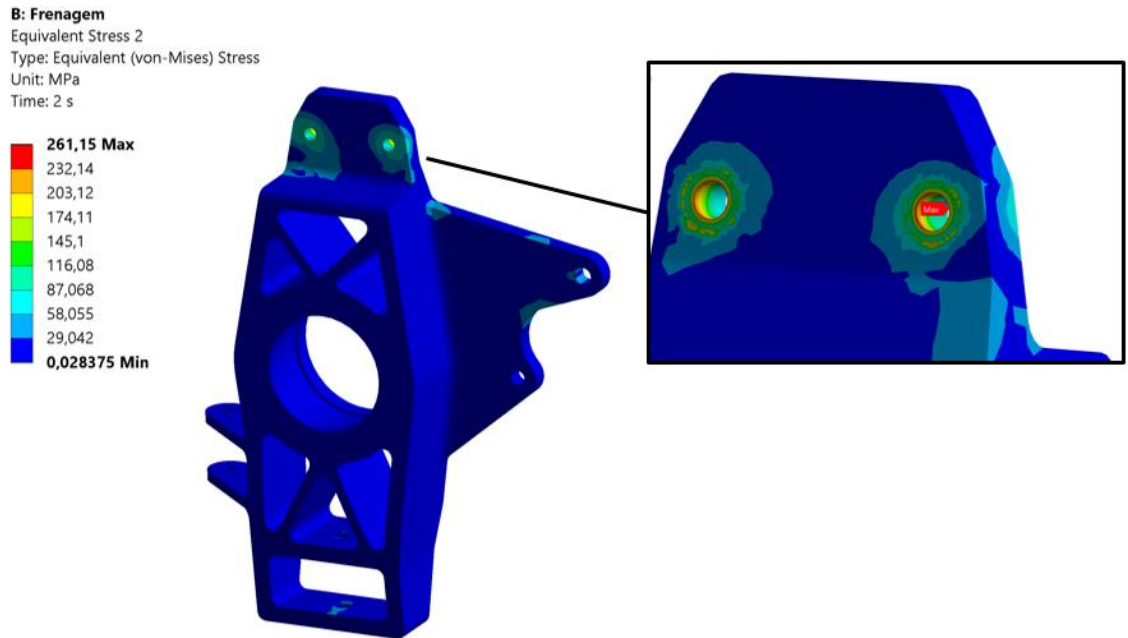
Figura 65 – Tensão orelha na curva



Fonte: Ansys (2021).

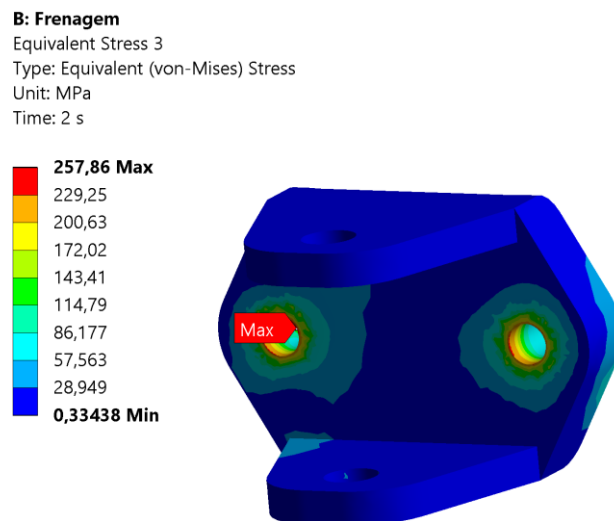
Analogamente para a Frenagem, tem-se as Figuras 66 e 67.

Figura 66 – Tensão manga na frenagem



Fonte: Ansys (2021).

Figura 67 – Tensão orelha na frenagem



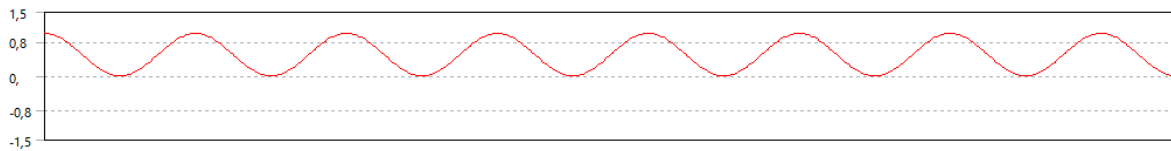
Fonte: Ansys (2021).

4.4.4.3 Fadiga

Por fim, pode-se fazer a análise de Fadiga do modelo a partir das repostas de Tensão e Deformação obtidas no estudo estático.

Para isso, utiliza-se um carregamento cíclico com base em zero, ou seja, um ciclo inteiro vai corresponder a aplicação variando de 0% a 100% de todas as forças definidas nas condições de contorno, como vemos na Figura 68, o que representaria o movimento do veículo desde ele parado até as condições extremas de curva e frenagem.

Figura 68 – Carregamento cíclico

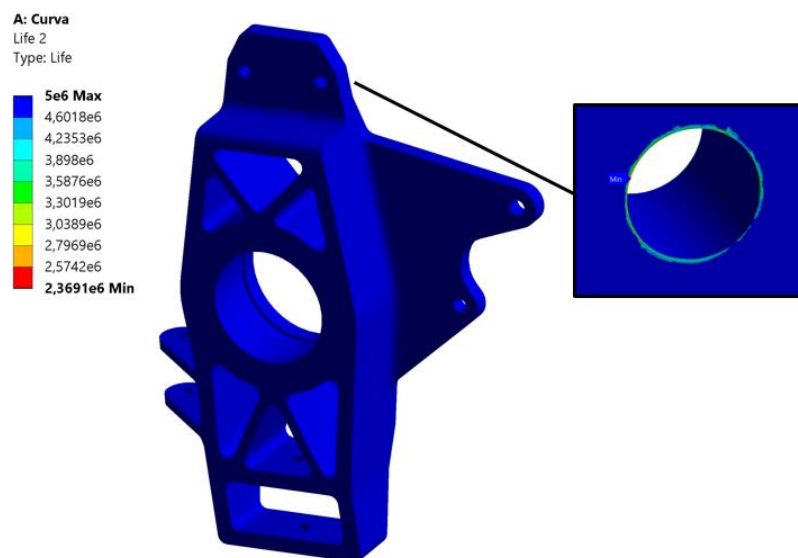


Fonte: Ansys (2021).

Além disso, utilizou-se o critério de Goodman para definir a linha de tensão média, que vai definir as regiões de vida infinita e finita do modelo, sendo o critério mais moderado e recomendado para esta aplicação.

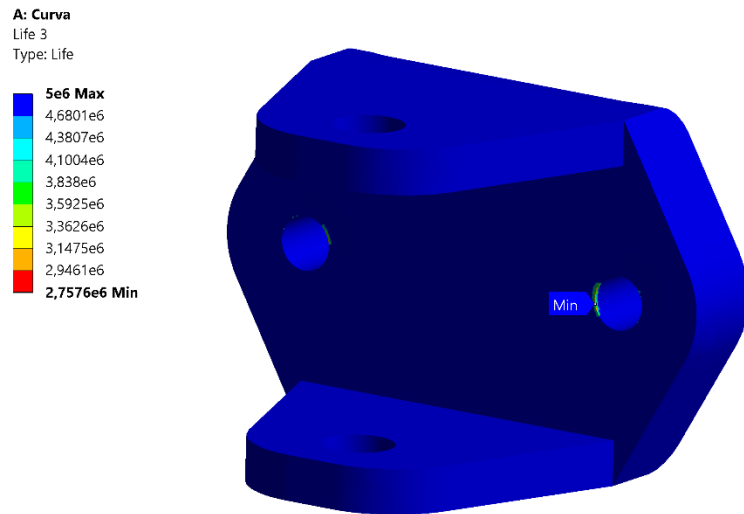
Dessa maneira, pode-se ver os resultados de fadiga para a condição de curva nas Figuras 69 e 70.

Figura 69 – Fadiga manga na curva



Fonte: Ansys (2019).

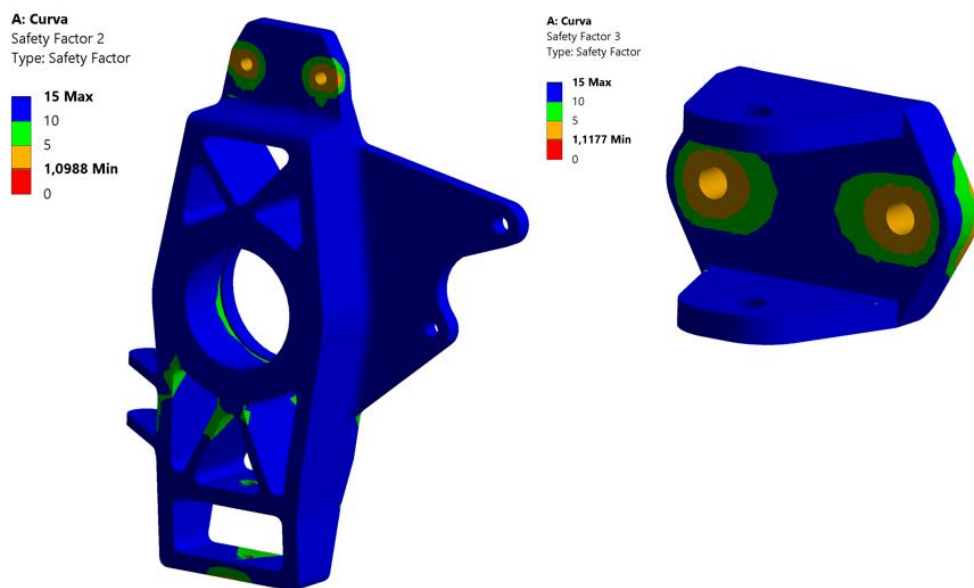
Figura 70 – Fadiga orelha na curva



Fonte: Ansys (2021).

Pode-se verificar o coeficiente de segurança na fadiga, para isso se definiu uma vida de 1 milhão de ciclos, o que para um FSAE já é um número bem alto devido a quantidade de vezes que o protótipo anda. Observa-se na Figura 71 o coeficiente de segurança dos componentes.

Figura 71 – Coeficiente de Segurança na curva

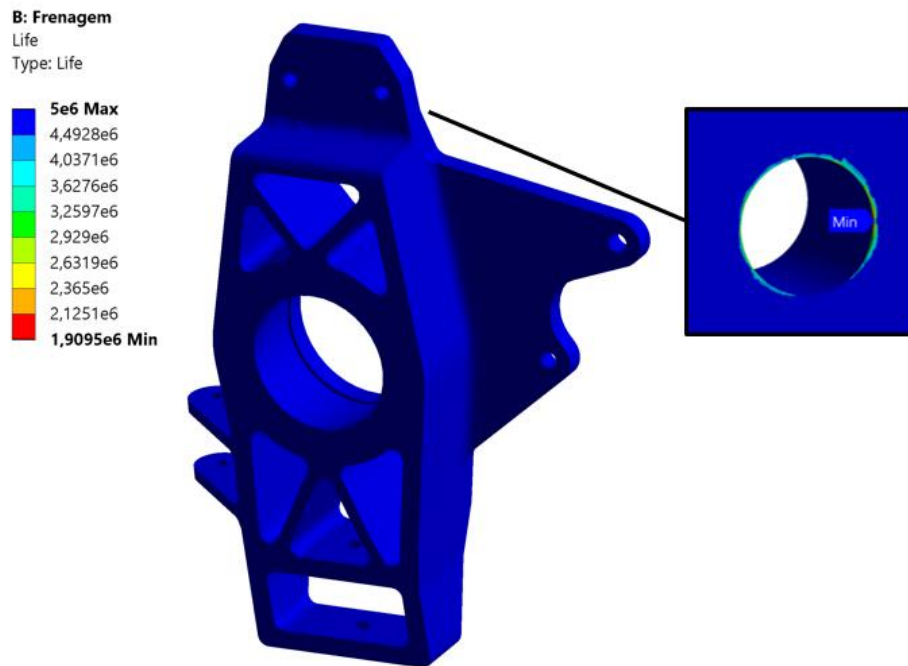


Fonte: Ansys (2021).

Como tem-se um coeficiente de segurança acima de 1, a manga de eixo não falhará por fadiga em um milhão de ciclos na condição de curva.

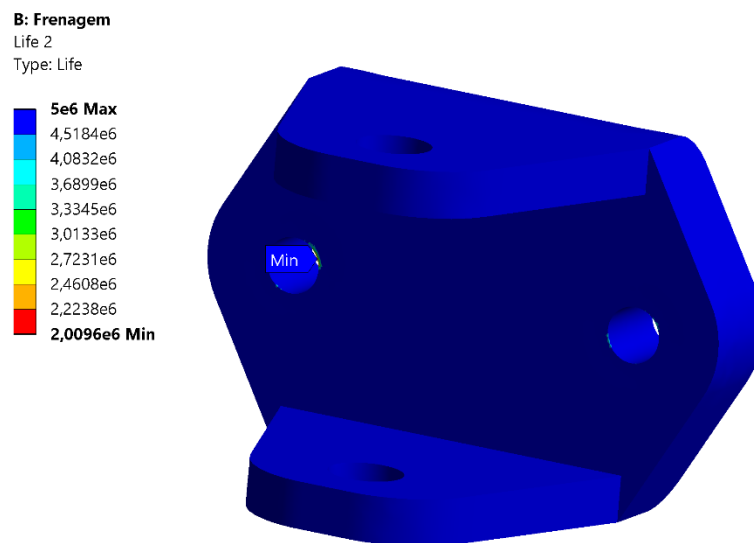
Pode-se agora fazer a mesma análise nas Figuras 72, 73 e 74 para a frenagem.

Figura 72 – Fadiga manga na Frenagem



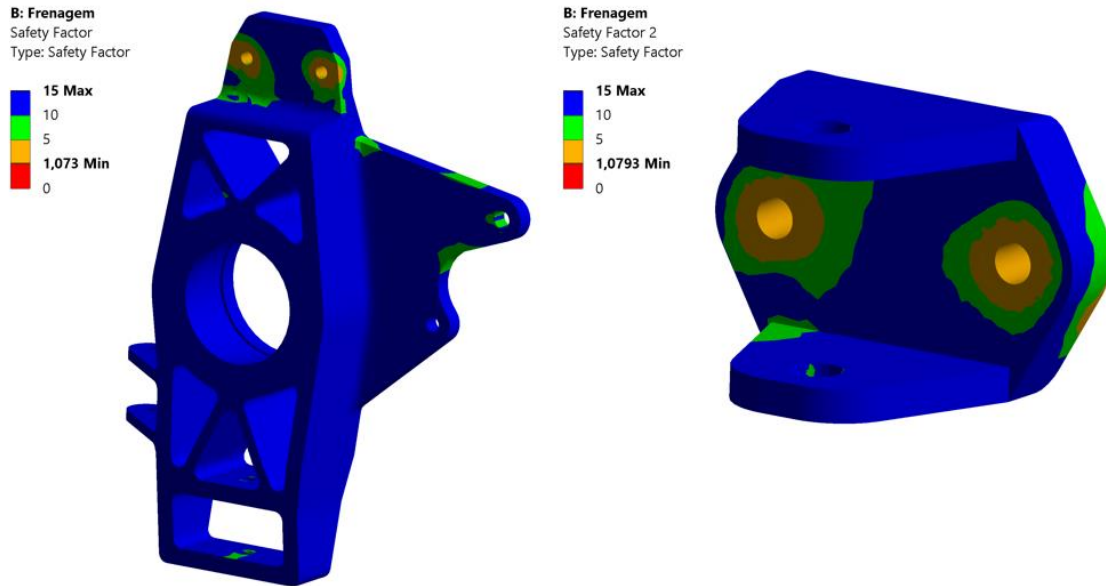
Fonte: Ansys (2021).

Figura 73 – Fadiga orelha na Frenagem



Fonte: Ansys (2021).

Figura 74 – Coeficiente de Segurança na Frenagem



Fonte: Ansys (2021).

Dessa maneira, constatou-se que também na condição de frenagem não haverá falha por fadiga em um milhão de ciclos.

5 CONCLUSÃO

No desenvolvimento do primeiro projeto de direção da equipe Unesp Racing pôde-se notar os grandes impactos obtidos na dinâmica do veículo, também foi valiosa a aplicação dos conceitos da dinâmica veicular em um projeto prático, desenvolvendo os alunos participantes da extensão.

Foi possível notar na pista as aplicações das teorias de eixo e geometria de direção, notando as influências dos parâmetros definidos no início do projeto, para os pilotos dos protótipos de 2018 e 2019, ficou aparente e notável a diferença no “esforço” para se pilotar o veículo, devido a mudança da manga antiga para a manga atual projetada.

Verificou-se a necessidade de alterar o projeto e posição da caixa de direção para obter uma razão de esterçamento mais direta e uma maior geometria Ackerman, necessitando-se posicionar a caixa de direção atrás do eixo dianteiro, fator limitante encontrado neste projeto.

Conseguiu-se verificar os reflexos da definição do eixo de direção na variação de movimento dinâmica do veículo utilizando o software “*Lotus Suspension Analysis*”, conciliando os cálculos analíticos realizados com dados de saída do software.

Além disso, pode-se considerar um aumento considerável na robustez do componente, onde de uma manga forjada a aço SAE 1020 sem nenhuma documentação de análise estrutural foi-se para uma manga com um material mais leve e mais resistente e feito a análise por meio do método por elementos finitos, metodologia muito utilizada e valiosa no atual mercado da engenharia.

Ainda sim, ficam como sugestões alguns próximos trabalhos e melhorias para o atual sistema de direção:

- Otimização topológica da manga de eixo;
- Dimensionamento do conjunto pinhão e cremalheira para otimização da razão de esterçamento do veículo;
- Medição e validação dos esforços atuantes nos braços de suspensão com a utilização de extensômetros;
- Medição do torque atuante na coluna de direção devido a curva;
- Otimização da geometria do cubo de direção;

Conclui-se assim o primeiro projeto de direção desenvolvido na Unesp Racing, abrindo e iniciando as oportunidades de próximos projetos e melhorias, levando ao crescimento da equipe e conseqüentemente dos alunos que nela participam.

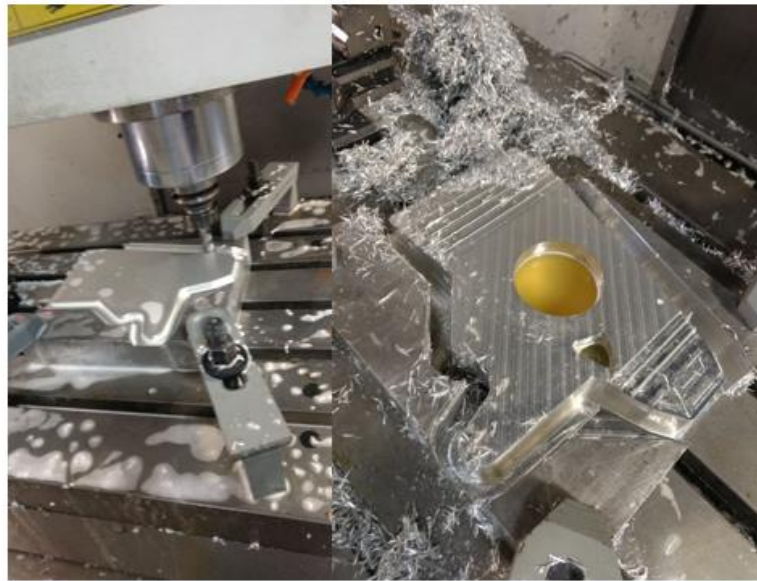
REFERÊNCIAS

- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos finitos**: A base da tecnologia CAE. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013. 293p.
- AUTO ENTUSIASTAS. **Rolagem na curva**. São Paulo: Auto Entusiastas, 2016. Disponível em: <https://autoentusiastas.com.br/2014/10/deixa-rolar/>. Acesso em: 12 dez. 2021.
- D. GILLESPIE, Thomas. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 4. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 495 p.
- FS Wiki. In: WIKIPÉDIA: a enciclopédia livre. [San Francisco, CA: Wikipédia Foundation, 2010]. Disponível em: https://fswiki.us/Suspension_Forces. Acesso em: 28 nov. 2021.
- HEISLER, H. **Vehicle and engine technology**. 2. ed. London: Arnold, 1999. 854p.
- JAZAR, Reza N. **Vehicle dynamics**: Theory and Application. Riverdale. 3. ed. Springer, 2008. 1015 p.
- KHAN ACADEMY. **A aceleração centrípeta**. São Paulo: Khan Academy, 2019. Disponível em: <https://pt.khanacademy.org/science/physics/centripetal-force-and-gravitation/centripetal-acceleration-tutoria/a/what-is-centripetal-acceleration>. Acesso em 20 nov. 2021.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race car vehicle dynamics**. 3. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1995. 893p.
- PACEJKA, Hans B. **Tyre and vehicle dynamics**. 2. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2005. 620p.
- RILL, George. **Road vehicle dynamics**: Fundamentals and Modeling. 2. ed. Regensburg, CRC Press, 2011. 362p.
- REIMPELL, Jörnsten. **The automotive chassis**: Engineering Principles. 2. ed. Butterworth Heinemann, 2001. 444p.
- THEANDER, Adam. **Design of a suspension for a formula student race car**. 2004. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Royal Institute of Technology, 2009. Disponível em: <http://users.telenet.be/AudiR8/Design%20of%20a%20Suspension%20for%20a%20Formula%20Student%20Race%20Car%20-%20Adam%20Theander.pdf>. Acesso em: 25 out. 2021.

APÊNDICE A – Manufatura manga de eixo

Em complemento com o desenvolvimento do projeto de direção, foi dado seguimento a manufatura das mangas de eixo traseira e dianteira, foi utilizado a usinagem CNC, pode-se analisar o processo e o resultado final nas Figuras 75, 76, 77 e 78.

Figura 75 – Usinagem



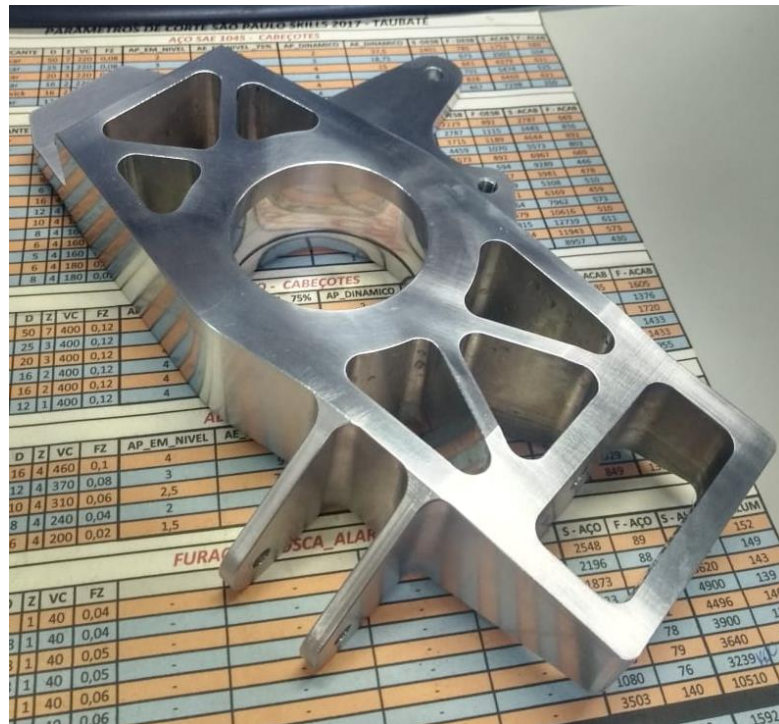
Fonte: Autoria própria (2019)

Figura 76 – Mangas Traseiras



Fonte: Autoria própria (2021)

Figura 77 – Manga dianteira



Fonte: Autoria própria (2019)

Figura 78 – Manga dianteira montada



Fonte: Autoria própria (2019)