

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

JOSÉ HENRIQUE MORETTI SCHVAITZER

**ESTUDO DA GEOMETRIA DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO
CONCEITO URBANO PARA COMPETIR NA SHELL ECO MARATHON**

PATO BRANCO

2023



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

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

JOSÉ HENRIQUE MORETTI SCHVAITZER

**ESTUDO DA GEOMETRIA DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO
CONCEITO URBANO PARA COMPETIR NA SHELL ECO MARATHON**

**Study of the geometry of an urban concept vehicle steering system for
competing in the shell eco marathon**

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

Orientador(a): Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello
Rodrigues

PATO BRANCO

2023



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

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

JOSÉ HENRIQUE MORETTI SCHVAITZER

**ESTUDO DA GEOMETRIA DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO
CONCEITO URBANO PARA COMPETIR NA SHELL ECO MARATHON**

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

Orientador(a): Prof. Dr. Fábio Rodrigo Mandello
Rodrigues

Data de aprovação: 01/Dezembro/2023

Fábio Rodrigo Mandello Rodrigues
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Bruno Bellini Medeiros
Doutorado.
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Robson Gonçalves Trentin
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

PATO BRANCO

2023

RESUMO

Com o lançamento de uma nova categoria da competição Shell Eco Marathon Brasil, a equipe Pato a Jato, formada por estudantes da UTFPR campus Pato Branco precisou desenvolver um novo veículo que se enquadrasse nas regras do evento. A categoria Conceito Urbano visa desenvolver veículos de alta eficiência energética, com características muito parecidas com automóveis comuns, e que são submetidos a baterias de provas simulando o ambiente urbano. Dentre todos os sistemas que precisam ser estudados e modelados, este presente trabalho focou no desenvolvimento do sistema de direção, componente essencial na dirigibilidade e segurança de veículo e passageiro, envolvendo toda a análise dos melhores mecanismos, o tipo de geometria que se enquadra nas características do carro e da competição, bem como todos os parâmetros importantes a serem levados em conta para garantir um bom comportamento dinâmico. Assim, esse estudo desenvolveu um sistema de direção pivotado, através de modelagem CAD 3D, que segue o comportamento da geometria Ackermann, e que permite regulagens de parâmetros como cambagem, *caster* e bitola. Com o resultado do trabalho foi possível entregar a equipe um sistema funcional, que proporciona total liberdade de alterar as características do comportamento dinâmico em função de cada pista.

Palavras-chave: Shell Eco Marathon; Conceito Urbano; Sistema de Direção; Geometria de Ackermann.

ABSTRACT

With the launch of a new category in the Shell Eco Marathon Brazil competition, the Pato a Jato team, comprised of students from UTFPR Pato Branco campus, had to develop a new vehicle that complied with the event's rules. The Urban Concept category aims to create highly energy-efficient vehicles with features closely resembling ordinary cars, subjecting them to tests simulating urban environments. Among all the systems that need to be studied and modeled, this current project focused on the development of the steering system, an essential component for vehicle drivability and passenger safety. This involved the analysis of the best mechanisms, the type of geometry that fits the car and competition characteristics, as well as all the important parameters to ensure good dynamic behavior. Thus, this study developed a pivoted steering system through 3D CAD modeling, following the Ackermann geometry behavior. It allows adjustments to parameters such as camber, caster, and track width. The outcome of the work delivered a functional system to the team, providing complete freedom to alter dynamic behavior characteristics based on each track.

Keywords: Shell Eco Marathon; Urban Concept; Steering System; Ackermann Geometry.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Primeiro Protótipo batizado de “E Daí”	15
Figura 2 - Estreia da Pato a Jato na SEM Brasil	16
Figura 3 - Foto da equipe na SEM Brasil 2019	16
Figura 4 - SEM Brasil 2019.....	17
Figura 5 – Manga de Eixo	20
Figura 6 – Suporte da manga de eixo	20
Figura 7 – Barra de direção	21
Figura 8 – Coluna de direção	21
Figura 9 – Sistema de direção comuns em Kart’s	22
Figura 10 - Geometrias de direção.....	23
Figura 11 – Ângulo de Deriva	23
Figura 12 – Geometria de Ackermann	24
Figura 13 – Variáveis principais condição de Ackermann.....	25
Figura 14 - Ângulos referentes ao sistema de direção	26
Figura 15 - Distância Entre eixos	28
Figura 16 - Representação da cambagem.....	29
Figura 17 - Convergência e Divergência	30
Figura 18 - Sistema de direção pivotado.....	31
Figura 19 – Sistema Sem Fim com Esferas Recirculantes	32
Figura 20 – Fluxograma do desenvolvimento do trabalho	33
Figura 21 – Matriz de decisão do sistema de direção	34
Figura 22 – Modelagem da Geometria	35
Figura 23 – Vista da montagem do sistema de direção	37
Figura 24 – Barra de direção	38
Figura 25 – Chapa de regulagem para cambagem e <i>caster</i>	39
Figura 26 – Pré-Ângulo de <i>Caster</i>	39
Figura 27 – Regulagem mínimo <i>caster</i> positivo	40
Figura 28 - Regulagem máximo <i>caster</i> positivo	41
Figura 29 - Ângulo de pino mestre e pré-cambagem	41
Figura 30 – Regulagem cambagem positiva	42
Figura 31 – Regulagem máxima cambagem negativa.....	43
Figura 32 – Regulagem com mais bitola	43

Figura 33 - Regulagem com menos bitola.....	44
Figura 34 – Furo para regulagem do fim de curso	45
Figura 35 – Manga de eixo desenvolvida	46
Figura 36 – Modelagem Pronta	46
Figura 37 - Vista lateral mínimo <i>caster</i> positivo	47
Figura 38 - Vista lateral máximo <i>caster</i> positivo	48
Figura 39 - Vista lateral máxima cambagem positiva.....	49
Figura 40 – Vista lateral máxima cambagem negativa.....	49
Figura 41 – Faixa de Regulagem Bitola.....	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições de contorno consideradas	35
--	-----------

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SEM – Shell Eco Marathon

UTFPR – Universidade Tecnológica Federal do Paraná

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Objetivos	13
1.1.1	Objetivo Geral	13
1.1.2	Objetivo Específico	13
1.2	Justificativa	13
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	Pato a Jato	15
2.2	Shell Eco Marathon	17
2.3	Regulamento Shell Eco Marathon	17
2.3.1	Artigo 45 – Dimensões	18
2.3.2	Artigo 47 - Direção e raio de giro	18
2.3.3	Artigo 48 – Rodas	19
2.3.4	Artigo 49 – Pneus	19
2.4	Componentes do sistema de direção	19
2.4.1	Manga de eixo	20
2.4.2	Suporte da Manga de eixo	20
2.4.3	Barra de direção	21
2.4.4	Coluna de direção	21
2.5	Geometria Ackermann	22
2.6	Ângulo de Pino mestre	25
2.7	Caster	27
2.8	Entre-eixos	27
2.9	Bitola	28
2.10	Cambagem	28
2.11	Convergência e Divergência	29
2.12	Sistemas de direção	30
2.12.1	Sistema de direção pivotado	30
2.12.2	Sistema Pinhão-cremalheira	31
2.12.3	Sistema Sem Fim com Esferas Recirculantes	32
3	MATERIAIS E MÉTODOS	33
3.1	Escolha do tipo de direção	33
3.2	Geometria de referência	34
3.3	Modelagem	37
3.3.1	Regulagem de convergência/divergência	37
3.3.2	Regulagem de <i>caster</i>	38
3.3.3	Posicionamento do pino mestre	41

3.3.4	Regulagem de cambagem	42
3.3.5	Regulagem de Bitola	43
3.3.6	Regulagem de altura	44
3.3.7	Curso do volante	44
3.3.8	Manga de eixo.....	45
4	RESULTADOS.....	46
4.1	Ângulo de Caster.....	47
4.2	Ângulo de cambagem	48
4.3	Varição de Bitola	50
5	CONCLUSÃO	51
	REFERÊNCIAS.....	52
	ANEXO A – ARTIGOS 45,47,48,49 DO REGULAMENTO DA SHELL “SHELL ECO MARATHON 2024 OFICIAL RULES CHAPTER 1”	54

1 INTRODUÇÃO

A mobilidade urbana é um tema que vem sendo discutido frequentemente nos últimos anos. Com o rápido desenvolvimento e o baixo planejamento das cidades, o deslocamento acabou ficando cada vez mais difícil nos grandes centros. Aliado a isso, o uso de veículos altamente ineficientes e que geram um consumo alto de combustível acarretou um nível de poluição do ar e poluição sonora enorme no meio ambiente.

Desta forma diversas empresas vêm focando suas pesquisas na área de eficiência energética aliado a sustentabilidade, a fim de melhorar esses índices. A Shell é uma delas, que criou a Shell Eco Marathon (SEM) com o intuito de fomentar os jovens a desenvolverem novas alternativas energéticas para o futuro através de uma competição de autonomia.

Dentre diversas equipes que participam da SEM está a Pato a Jato, equipe da Universidade Tecnológica Federal do Paraná campus Pato Branco formada por alunos de diversos cursos como engenharia mecânica, engenharia elétrica e engenharia de computação, que desenvolvem veículos capazes de percorrer centenas de quilômetros com apenas um litro de combustível.

Após anos de desenvolvimento de protótipos a combustão a equipe decidiu ingressar nas competições da categoria conceito urbano, que visa desenvolver veículos mais parecidos com os de rua, e em um formato de prova mais próximo do cotidiano urbano em que os carros devem arrancar e parar a cada volta.

Dentre os sistemas que compõem o veículo, o de direção é um conjunto de componentes mecânicos que possibilitam o piloto a controlar a direção de movimento do veículo. Seu funcionamento varia de aplicação para aplicação, bem como seus parâmetros, por isso é importante entender as condições de contorno do veículo para adequar o sistema a necessidade, permitindo um maior aproveitamento das condições geométricas que influenciam na dinâmica do automóvel.

Assim, este trabalho visa fazer um estudo da geometria de um sistema de direção para o novo veículo da equipe, em concordância com o regulamento da SEM e que sirva de base para futuros estudos e aprofundamentos na área ou em outras áreas.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um sistema de direção para um veículo do tipo Conceito Urbano competir na Shell Eco Marathon, que esteja em concordância com as regras da competição e que permita a regulagem dos parâmetros geométricos que influenciam no comportamento dinâmico

1.1.2 Objetivo Específico

Para se alcançar o objetivo é necessário cumprir as seguintes etapas:

- Definir o tipo do sistema de direção
- Definir a geometria de referência
- Modelar os componentes do sistema de direção
- Garantir que o sistema atenda ao regulamento da competição

1.2 Justificativa

A Pato a Jato durante mais de 10 anos focou seus estudos e projetos na área de protótipos de eficiência energética, desenvolvendo diversos veículos que alcançaram marcas históricas para a equipe e para a Shell Eco Marathon Brasil, como o Popygua de 2019 que alcançou o recorde latino de maior autonomia com a marca de 702,4 km/L de etanol, consagrando a equipe com o tricampeonato na categoria e o de 2022 que quebrou o próprio recorde trazendo a tetracampeonato com a marca de 767,9 km/L.

Com o objetivo de evoluir e crescer ainda mais a equipe planejou o ingresso em uma categoria nova, ainda recente no Brasil, e com pouquíssimo desenvolvimento nacional, a categoria Conceito Urbano. Ao passo que algumas reuniões foram feitas e alguns projetos conceituais concluídos os estudos mais específicos se fizeram necessários.

O sistema de direção é parte fundamental dos veículos, pois além de garantir a segurança e promover o direcionamento das rodas de acordo com a pista, ele define como o veículo se comportará diante das forças exercidas sobre ele durante o movimento e a dinamicidade requerida pelo piloto durante seu uso. Por isso este

estudo da geometria de direção será importante para continuar o desenvolvimento e dimensionar de acordo com os esforços sofridos por cada componente. Após o dimensionamento segundo os esforços o sistema pode ser fabricado para então juntar-se aos outros sistemas

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Pato a Jato

Para desenvolver e preparar os alunos para o mercado de trabalho, em 2009 foi fundada na Universidade Tecnológica Federal do Paraná campus Pato Branco, a Pato a Jato, com a missão de capacitar uma nova geração de engenheiros, líderes em seus campos e capazes de representar a inovação educacional proeminente e com o objetivo de projetar e fabricar veículos de alta eficiência energética para competir em provas de autonomia, especialmente na Shell Eco Marathon.

O primeiro protótipo da equipe, batizado de “E Daí” (Figura 1) era feito de chassi de alumínio e atingiu a média de 82 km/L na categoria Etanol da Maratona de Eficiência Energética

Figura 1 - Primeiro Protótipo batizado de “E Daí”



Fonte: Pato a Jato (2022)

Após algumas participações na Maratona Brasileira de Eficiência Energética a equipe fez sua estreia na competição da Shell no ano de 2015 em Detroit – EUA com a marca de 316 km/L. Já no Shell Eco Marathon Brasil a Pato a Jato fez sua estreia no ano de 2017 (Figura 2), sendo campeã com a marca de 412,4 km/L na categoria etanol e segundo lugar na categoria gasolina, com a marca de 311,9 km/L. (Pato a Jato, 2022).

Figura 2 - Estreia da Pato a Jato na SEM Brasil



Fonte: Pato a Jato (2022)

Atualmente a equipe conta com um protótipo composto principalmente em fibra de vidro e fibra de carbono, o Popygua, que atingiu o recorde latino de maior autonomia, 702,4 km/l de etanol, alcançados na SEM Brasil de 2019 (Figura 3) e bateu esse recorde na SEM brasil 2022 com a marca de 767,9 km/l.

Figura 3 - Foto da equipe na SEM Brasil 2019



Fonte: Petronotícias (2022)

2.2 Shell Eco Marathon

A Shell Eco Marathon surgiu em 1939, quando funcionários da Shell Oil Company dos Estados Unidos fizeram uma disputa amigável de quem conseguiria percorrer o caminho mais longo com a mesma quantidade de combustível, e foi Bob Greendshields, diretor de pesquisas da Shell que ao marcar 49 MPG, estabeleceu a maior marca. Mas foi em 1985 que ela se tornou oficial, quando 25 times se reuniram na França em um formato muito parecido e que serviu de base para o atual. Desde então ela se expandiu para outros lugares com o objetivo de fomentar a pesquisa energética e propor soluções alternativas para o futuro da energia. Hoje, mais de 100.000 estudantes de mais de 60 países já passaram pela SEM.

No Brasil, a SEM teve seu início em 2016, no Rio de Janeiro, e hoje conta com as categorias de protótipo e conceito urbano, tanto elétrico quanto combustão interna. (Shell, 2022).

Na figura 4 é possível ver o veículo protótipo da equipe na Shell Eco Marathon 2019 junto com outros competidores.

Figura 4 - SEM Brasil 2019



Fonte: Shell (2022)

2.3 Regulamento Shell Eco Marathon

O trabalho irá se basear na última versão do regulamento da Shell Eco Marathon, o “Shell Eco Marathon 2024 Oficial Rules Chapter 1”, principalmente a seção 3C – Urban Class Concept, tópicos 45, 47, 48 e 49, que aborda o tema de estudo. A tradução desses tópicos está disponível a seguir bem como a versão original do artigo no anexo A.

2.3.1 Artigo 45 – Dimensões

- a) A altura total do veículo deve estar entre 1000 mm e 1300 mm
- b) A largura total, excluindo os espelhos retrovisores, deve estar entre 1200 mm e 1300 mm
- c) O comprimento total do veículo deve estar entre 2200 mm e 3500 mm
- d) A bitola deve ser no mínimo de 1000 mm para o eixo dianteiro e 800 mm para o eixo traseiro, medido do ponto médio onde os pneus tocam o chão
- e) O entre eixos deve ser no mínimo de 1200 mm
- f) O compartimento para o piloto deve ter no mínimo 880 mm de altura e 700 mm de largura na região do ombro.
- g) A distância ao solo da carenagem e do chassi, com o piloto e os pesos de lastro dentro, deve ser no mínimo de 100 mm.
- h) O peso máximo de veículo deve ser de 225 kg, sem o piloto.
- i) Todas as dimensões do veículo não podem ser atingidas através de extensões na carenagem como por exemplo apêndices presos ou recortes.

2.3.2 Artigo 47 - Direção e raio de giro

- a) O sistema de direção deve ser composto por um sistema operado por ambas as mãos usando um movimento de giro. Ele precisa ser preciso, sem folgas ou atrasos. A direção precisa ser operada predominantemente através das rodas dianteiras.
- b) A direção precisa ser alcançada usando um volante ou seções de um volante de diâmetro mínimo de 250 mm
- c) Não é permitido o uso de barras de direção, lemes, *joysticks*, sistemas elétricos ou indiretos.
- d) O raio de giro deve de ser de 6 m ou menos. O raio de giro é a distância entre o centro do círculo e a roda externa a curva. A roda externa deve ser capaz de seguir um arco de 90° e 6 m, em ambos os lados. O sistema de direção deve ser projetado para não haver contato entre o pneu e o corpo do veículo.
- e) Os organizadores tem o direito de verificar o manuseio da direção enquanto o veículo está em movimento para analisar as habilidades do piloto, o raio de giro e a precisão da direção.

2.3.3 Artigo 48 – Rodas

- a) Os aros devem ser de 15 a 17 polegadas de diâmetro
- b) As rodas localizadas dentro do corpo do veículo devem se tornar inacessíveis ao piloto através de algum anteparo e não devem estar em contato com o chassi ou carenagem. Qualquer manuseio ou manipulação das rodas é proibida, do momento que o veículo chega na linha de começo até que cruze a linha de chegada

2.3.4 Artigo 49 – Pneus

- a) É recomendado usar pneus de perfil plano projetados para pequenos carros de passageiros ou reboques pequenos. Perfis redondos ou triangulares para ciclomotores ou motocicletas são permitidos. Ambos os pneus do mesmo eixo devem ser iguais. Os pneus devem encaixar nos aros conforme recomenda o fabricante e ter uma banda de rodagem de no mínimo 1,6 mm na superfície do pneu em contato com o chão. A montagem entre pneu e aro deve possuir uma largura igual ou maior que 80 mm medido de parede lateral a parede lateral. A largura é medida com o pneu encaixado na roda e na pressão adequada.

Cuidado:

- As medidas indicadas pelo fabricante não devem ser levadas em conta, uma vez que a largura da roda impacta diretamente na largura da montagem entre roda e pneu.
- Pneus de medida menor que 80 mm não serão aprovados

2.4 Componentes do sistema de direção

O sistema de direção é composto por vários componentes, alguns comuns a todos os tipos de mecanismos e alguns específicos de cada desenvolvimento e modelo. A seguir estão descritas algumas peças que fazem parte do sistema de direção.

2.4.1 Manga de eixo

A manga de eixo é o componente onde ocorre o acoplamento entre o eixo e as rodas, ou seja, ela cumpre o papel de intermediar a comunicação entre roda e o chassi. (Cantarelli, 2016) É através da manga de eixos que as rodas recebem o comando do volante do motorista para contornar curvas. Em alguns casos o eixo e a manga de eixo são uma peça só (Figura 5), mas em outras eles podem ser componentes independentes.

Figura 5 – Manga de Eixo



Fonte: Proton Kart (2023)

2.4.2 Suporte da Manga de eixo

O suporte da manga de eixo mostrado na Figura 6 é a peça acoplada ao chassi do veículo e tem a função de segurar a manga de eixo no lugar. É um elemento essencial para permitir que as regulagens dos parâmetros geométricos da direção sejam alteradas.

Figura 6 – Suporte da manga de eixo



Fonte: MGF Suply (2023)

2.4.3 Barra de direção

A barra de direção como a da Figura 7, é o componente responsável por transmitir o movimento de giro da coluna de direção efetuado pelo piloto em movimento para a manga de eixo e conseqüentemente para as rodas. (CORRÊA, 2019).

Normalmente ela possui dois terminais rotulares nas pontas para permitir tanto a variação do seu comprimento para alinhamento de convergência/ divergência quanto para absorver os ângulos entre coluna de direção e manga de eixo.

Figura 7 – Barra de direção



Fonte: Proton (2023)

2.4.4 Coluna de direção

A coluna de direção (Figura 8) é instrumento direto para condução do veículo, pois é responsável por transmitir o movimento de giro do volante para as barras de direção do veículo. Também é utilizada muitas vezes para dar sustentação ao volante do veículo

Figura 8 – Coluna de direção



Fonte: Techspeed (2023)

Na Figura 9 é possível ver uma parte de um sistema direção comum nos kart's, contendo barra de direção, manga de eixo e suporte da manga de eixo. Além disso é possível ver o parafuso que mantém o eixo acoplado chassi do automóvel através do suporte da manga de eixo.

Figura 9 – Sistema de direção comuns em Kart's

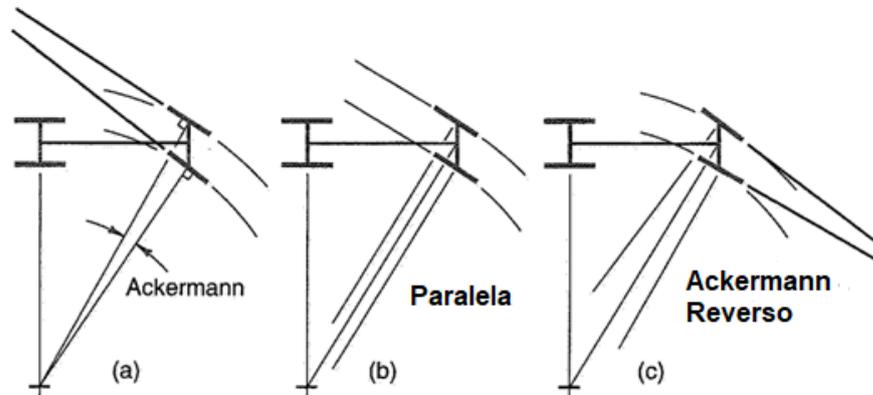


Fonte: Optimus Kart (2015)

2.5 Geometria Ackermann

Existem 3 tipos de geometria de direção, sendo elas, geometria Ackermann, Ackermann Reverso e Paralela, conforme é possível ver na figura 10.

Figura 10 - Geometrias de direção

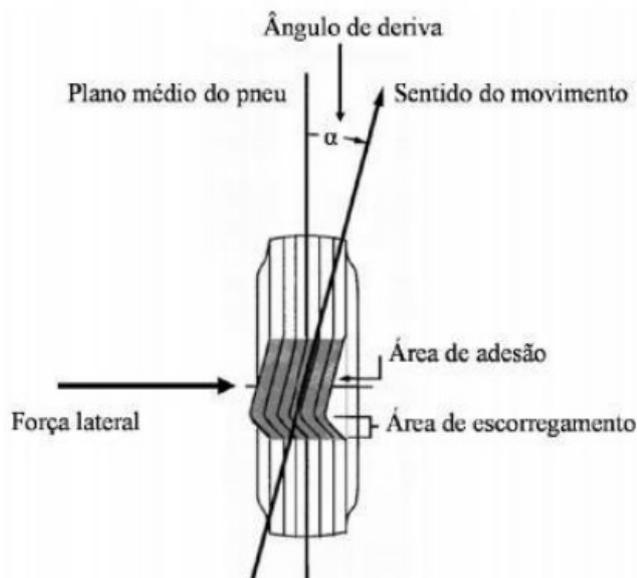


Fonte: Milliken (1995)

Para veículos com baixa aceleração lateral, como é o caso de carros de rua é comum usar a geometria de direção Ackermann (a), pois ela permite que as rodas realizem uma curva sem deslizar, já que ambas estão curvando em relação a um mesmo centro de giro. Para isso, é necessário que elas estejam com ângulos de giro diferente, com a roda interna possuindo uma angulação maior do que a externa. Além disso, quanto menor é o raio de giro da curva, mais os ângulos de cada roda se diferem. (Miliken, 1995).

Quando o veículo está sujeito a grande aceleração lateral a condição muda consideravelmente, uma vez que os pneus operam a um ângulo de deriva muito maior e as cargas nas rodas internas são muito menores que nas externas. Ângulo de deriva é o ângulo entre o plano médio do pneu e o sentido de movimento.

Figura 11 – Ângulo de Deriva

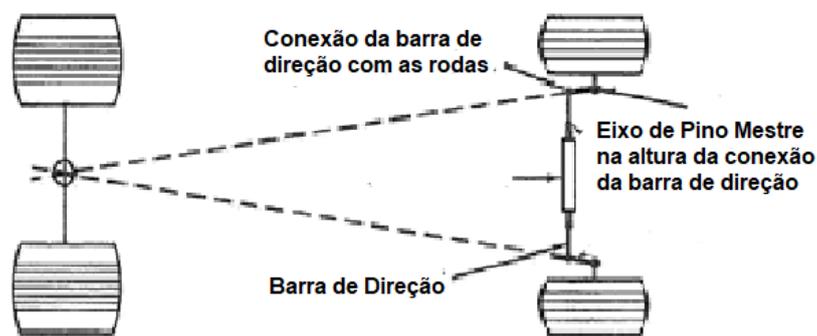


Fonte: Pereira (2021)

Nestes casos, a geometria de Ackermann se torna menos vantajosa. Segundo Milliken (1995), as geometrias paralela (b) e Ackermann Reverso (c) são mais utilizadas em carros de corrida, já que promovem um menor ângulo de deriva no pneu interno a curva, evitando um superaquecimento e conseqüente aumento do arrasto devido ao ângulo de deriva induzido.

Para que se atinja uma geometria de Ackermann é necessário que o prolongamento das retas formadas pelo eixo de pino mestre e pela conexão da barra de direção com as rodas tenha convergência no ponto médio do eixo traseiro, isso em veículos com direção dianteira (Figura 12). Quando essas retas são paralelas, se tem a geometria paralela, e quando as retas se divergem quando em direção ao eixo traseiro, se tem a geometria Ackermann Reverso.

Figura 12 – Geometria de Ackermann



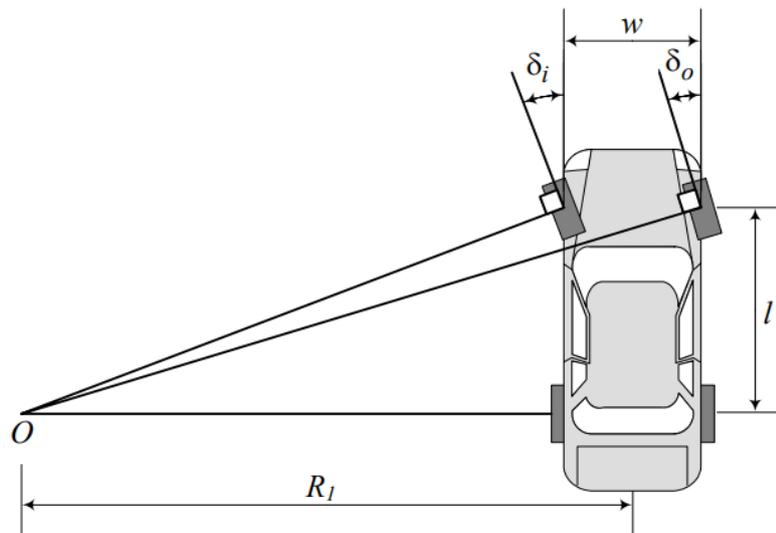
Fonte: Milliken (1995)

Na equação (1) é possível ver, segundo Jazar (2008) a expressão que define a condição de Ackermann para um veículo de direção dianteira que se move lentamente.

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \quad (1)$$

Na Figura 13 é possível identificar cada variável da equação (1), onde δ_o é o ângulo de esterçamento da roda externa, δ_i é o ângulo de esterçamento da roda interna, l é a medida de entre-eixos e w a bitola

Figura 13 – Variáveis principais condição de Ackermann



Fonte: Jazar (2008)

Já na equação (2), está descrita a expressão do raio de giro R em que o centro de massa do veículo estará sujeito.

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta} \quad (2)$$

onde a_2 é a distância entre o eixo traseiro e o centro de massa, e δ é a média de δ_o e δ_i

Porém para Dixon (1996), garantir o Ackermann verdadeiro vai além de alinhar a intersecção dos braços de direção com o centro do eixo traseiro. Para ele, o sistema de direção de Ackermann é influenciado também por fatores como o ângulo do braço, comprimento da cremalheira ou mecanismo, e o posicionamento do mecanismo (anterior ou posterior ao eixo de pino mestre). Por isso sugere que o prolongamento intercepte em 60% do entre-eixos, proporcionando uma suavização da curva de Ackermann que se adapta para diversos raios de curva.

2.6 Ângulo de Pino mestre

Segundo Miliken (1995), o ângulo de pino mestre, ou *kingpin*, é o pivô de giro da roda. Ele é aquele que, quando olhado pela vista frontal, conecta as duas juntas esféricas na manga de eixo. Se o eixo do pino mestre não passar pelo centro da roda então há o que se chama de deslocamento do pino mestre, ou *kingpin offset*.

Quanto maior o ângulo do pino mestre em relação ao eixo vertical, mais o veículo será levantado quando as rodas estão esterçadas. Este efeito sempre levanta o carro independentemente da direção de esterçamento, a menos que o ângulo de pino mestre seja totalmente vertical.

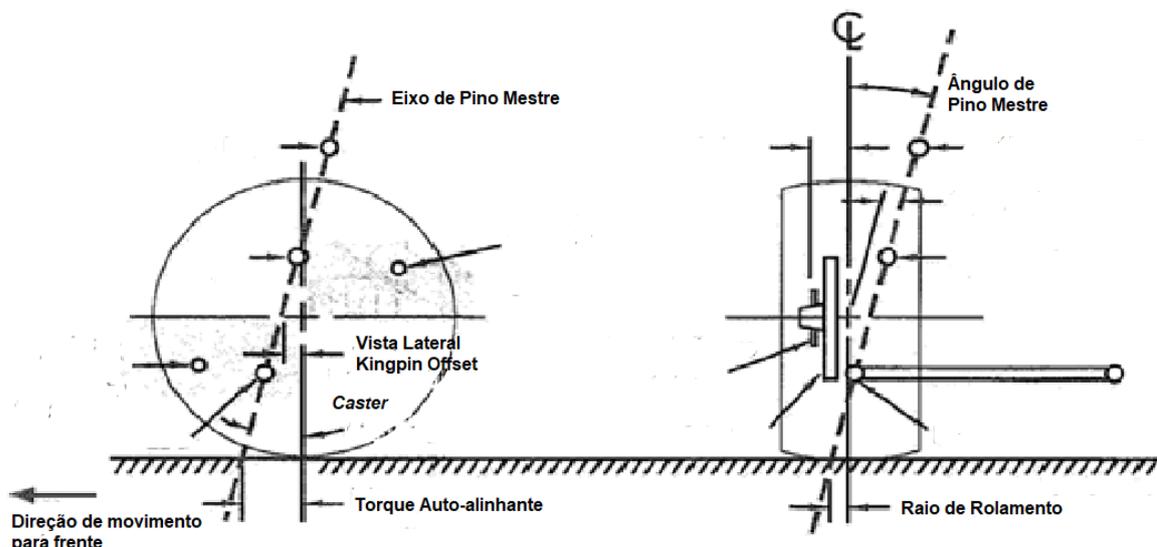
Segunda Nicolazzi (2005), valores usuais de inclinação do eixo do pino mestre variam entre 4° e 9°, sendo comum algo em torno de 5°.

A distância entre a linha do eixo de pino mestre com a vertical do pneu em relação ao solo é a medida dita de raio de rolamento, ou *scrub radius*. O raio de rolamento gera um torque nas rodas provocada por forças nos pneus, seja por impactos frontais, seja por forças de frenagem ou tração desiguais. Quanto maior o raio de rolamento maior é essa força que é transmitida para o volante e conseqüentemente para o piloto. (Milliken, 1995).

É dessa forma que o piloto sente o veículo quando transpassa irregularidades da pista, por exemplo. Um raio de rolamento muito alto, pode cansar e atrapalhar o piloto mais facilmente quando dirigindo por longos períodos e terrenos muito acidentados. Já um raio de rolamento muito baixo pode comprometer a sensibilidade e detecção de anormalidades.

Os ângulos referidos podem ser vistos na Figura 14 a seguir.

Figura 14 - Ângulos referentes ao sistema de direção



Fonte: Milliken (1995)

2.7 Caster

O *caster*, ou ângulo de *caster* que pode ser observado na Figura 14 é o ângulo formado entre o eixo do pino mestre e o eixo vertical quando olhado pela vista lateral. Ele pode ser nulo, quando o pino mestre está na vertical, positivo quando a parte superior do eixo está apontando para a parte de trás do veículo ou negativo quando a parte superior aponta para a frente. Ele influencia diretamente no torque auto-alinhante, ou *mechanical trail*, ou seja, quando o veículo anda para frente as rodas se alinham automaticamente. Consequentemente, quanto mais torque auto-alinhante mais força o piloto deve fazer para esterçar o volante. (Milliken, 1995).

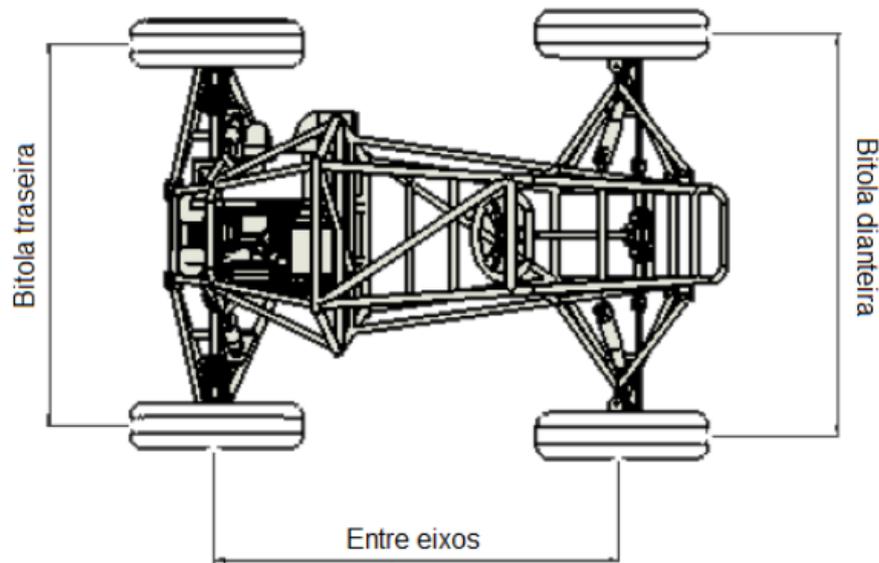
Da mesma forma que um raio de rolamento muito acentuado promove uma maior percepção do piloto ao terreno, mas pode fadigá-lo prematuramente, um torque auto-alinhante elevado proporciona mais agilidade, porém exigindo mais força do piloto para girar o volante. Por outro lado, um torque auto-alinhante muito baixo dificulta a dirigibilidade e diminui a precisão nas curvas.

Segundo Nicolazzi (2005), uma análise de frequência de utilização do ângulo de *caster* para veículos com motor e tração traseiros mostra que a faixa mais comum é entre 8° e 12°.

2.8 Entre-eixos

Entre-eixos, ou *wheelbase*, é a medida entre o centro do eixo dianteiro e o centro do eixo traseiro (Figura 15). Um entre eixos mais longo em relação ao comprimento do veículo diminui a influência da carga na distribuição de carga nos eixos e deixa o automóvel mais estável em linha reta. Além disso um entre eixo mais longo reduz a tendência do carro de levantar o eixo dianteiro do chão e girar em torno do eixo traseiro, permitindo que carros de passeio utilizem molas menos rígidas aumentando o conforto. Já um entre eixos mais curto aumenta a habilidade do carro de realizar curvas, permitindo com o mesmo esterçamento do volante, contornar curvas com raios menores. (Reimpell, 2001).

Figura 15 - Distância Entre eixos



Fonte: Moos (2020)

2.9 Bitola

Conforme descrito por Reimpell (2001), Bitola, ou *track width* é a distância entre o centro do pneu esquerdo ao centro do pneu direito de um mesmo eixo (Figura 15). Esse parâmetro tem influência direta no comportamento do veículo nas curvas pois age na resistência a rolagem do automóvel devido ao momento de inércia que atua no centro de gravidade do veículo.

Segundo Miliken (1995), quanto maior a bitola, menor a transferência de carga em entradas de curva, possibilitando assim, uma maior tração. Além disso, uma bitola maior aumenta também o poder de frenagem do veículo por proporcionar menor transferência de carga lateral, ajudando a desacelerar o automóvel.

As bitolas dianteira e traseira não necessariamente devem possuir a mesma medida.

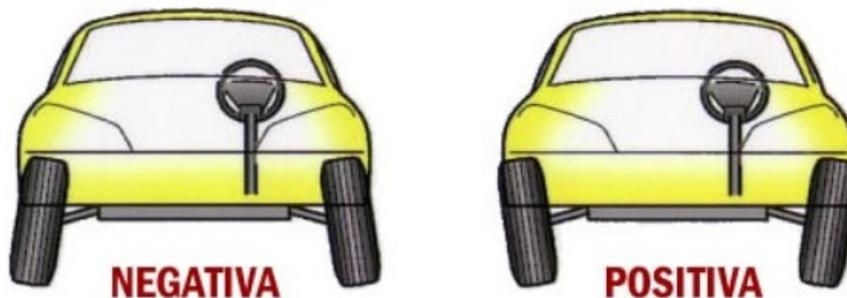
2.10 Cambagem

Cambagem é a inclinação do plano da roda em relação a uma vertical que passa pelo centro da superfície de contato pneu/pista. Como mostrado na Figura 16, quando a parte superior da roda é deslocada para fora em relação ao corpo do veículo a cambagem é dita positiva. Quando a parte superior é inclinada para dentro em relação ao corpo do veículo, a cambagem é dita negativa. (Nicolazzi, 2005).

Analisando ainda, segundo Nicolazzi (2005), os valores usados para cambagem nas três concepções mais comuns: standart (motor dianteiro, tração traseira), motor e tração traseiros e motor e tração dianteiros, observam-se valores variando entre 0° e 2°. A maior frequência em todos os casos, entretanto, é de valores entre 0° e 1°.

Porém, quando a cambagem é negativa, o veículo possui maior aderência nas curvas devido ao maior contato do pneu, prejudicando a aderência em retas. Ainda assim, se a aderência nas retas não é um problema, ela pode ser sacrificada para se atingir maior aderência nas curvas.

Figura 16 - Representação da cambagem



Fonte: Centro Automotivo (2022)

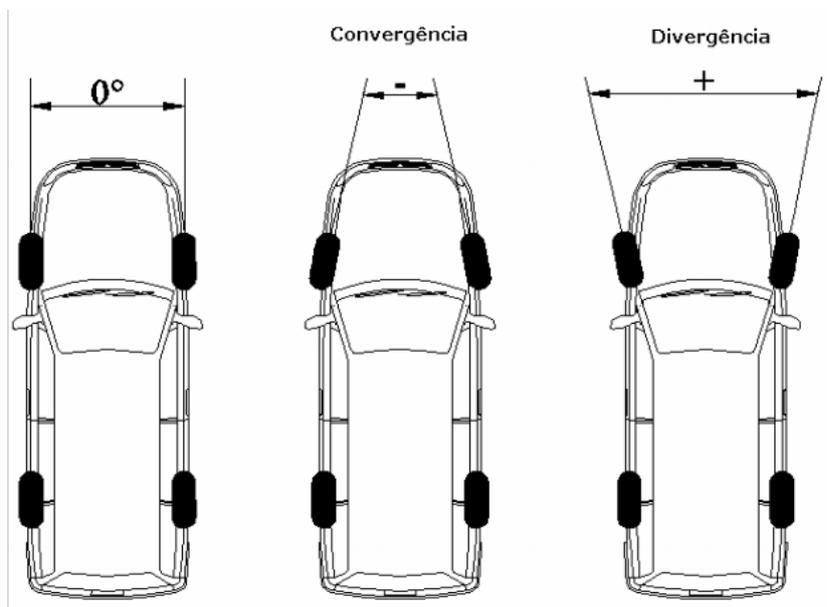
2.11 Convergência e Divergência

O alinhamento da direção é dito convergente quando as rodas olhadas pela vista superior apontam para dentro e as linhas se cruzam para frente do veículo. O alinhamento é dito divergente quando elas apontam para fora da carroceria e o prolongamento das linhas se cruza para traz do eixo dianteiro. Quando os pneus estão paralelos não há convergência nem divergência e o ângulo é zero. Na Figura 17 a seguir é possível entender cada caso.

Segundo Nicolazzi (2005), o menor desgaste dos pneus ocorre quando a roda se desloca perfeitamente em linha reta, porém, no rolamento surge uma força longitudinal na superfície de contato entre pneu e pista que, junto com o raio de rolamento, origina um momento que será absorvido pelos braços da direção. Como os elementos da direção são elásticos, esse momento pode modificar a posição das rodas, fazendo com que se desloquem inclinadas. Para evitar isso, é necessário que quando paradas as rodas apresentem uma posição inclinada no sentido contrário.

É importante que o alinhamento de convergência/divergência seja regulado para quando o veículo esteja com o piloto dentro, e se deslocando na pista, a regulagem esteja em 0° , ou seja, com as rodas paralelas.

Figura 17 - Convergência e Divergência



Fonte: Eu Alinhador (2016)

2.12 Sistemas de direção

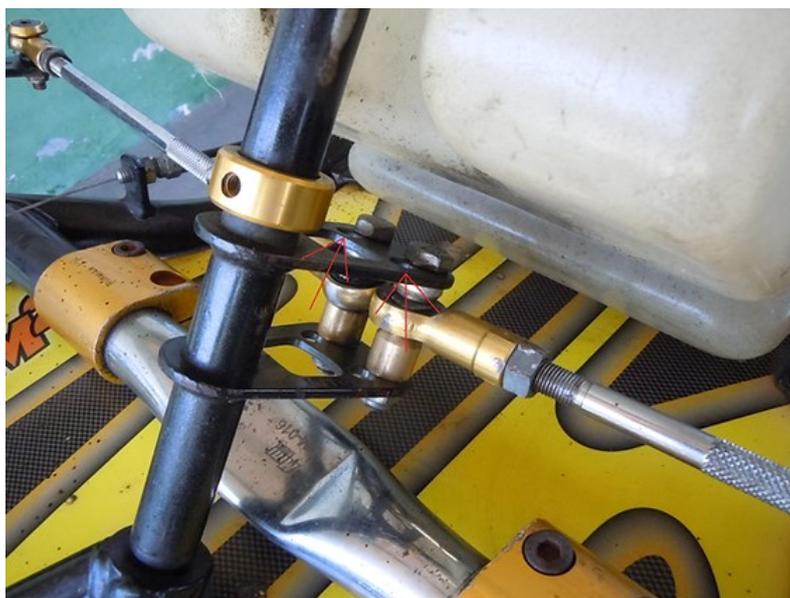
Existem vários tipos de sistema de direção, com vantagens e desvantagens que as tornam mais comuns em algumas aplicações do que outras. Atualmente o mais difundido é o sistema pinhão cremalheira, utilizado em diversos automóveis de rua e veículos *offroad*. Mas existem outros tipos utilizados em aplicações específicas como é o caso do sistema de direção pivotado em Kart's e do sistema sem fim com esferas recirculantes. Por isso é importante identificar as características de cada um e pontos fortes e fracos para escolher o que melhor se adequa a cada situação.

2.12.1 Sistema de direção pivotado

O sistema de direção pivotado, ou "*lever arm steering*" conforme mostra a Figura 18 é um mecanismo muito utilizado em veículos do tipo kart e foi idealizado a partir desses (Cantarelli, 2016). Por ser simples e com poucos componentes é uma ótima aplicação em veículos leves. Nesse sistema o volante operado pelo piloto gira

também uma chapa onde vão conectada duas barras de direção. Na outra extremidade das barras vão conectadas os eixos (uma barra conecta a chapa ao eixo esquerdo e a outra barra conecta a chapa ao eixo direito). Quando o volante é rotacionado, uma roda será puxada pela barra de direção e a outra será empurrada pela outra barra de direção. Segundo Jazar (2008), com esse sistema é possível alcançar grandes ângulos de esterçamento.

Figura 18 - Sistema de direção pivotado



Fonte: Optimus Kart (2015)

2.12.2 Sistema Pinhão-cremalheira

O sistema de direção com pinhão e cremalheira é usado para converter o movimento rotativo do volante em movimento linear para girar as rodas. É um sistema simples, com poucos elementos e que proporciona uma direção precisa e com poucas folgas, por isso é amplamente utilizado tanto em pequenos e médios veículos como também em veículos mais pesados e mais rápidos. Além disso é um sistema compacto e barato. (Reimpell, 2001).

Ainda de acordo com Reimpell, (2001), existem 4 configurações do sistema pinhão cremalheira

Tipo 1: Engrenagem do pinhão localizado fora do centro do veículo (Em veículos de mão esquerda deslocada para esquerda e em veículos de mão direita desloca pra direita) e as barras de direção roscadas nas extremidades da cremalheira

Tipo 2: Engrenagem do pinhão localizada no centro e barras nos lados.

Tipo 3: Engrenagem do pinhão no lado e centro deslocado, ou seja, as barras de direção são fixadas no centro da cremalheira

Tipo 4: Direção curta com pinhão fora do centro e ambas as barras fixadas em um lado do conjunto de direção

O tipo 1 é a solução mais simples, já que requer menos espaço. A montagem também é mais fácil uma vez que o pinhão encaixa reto com a cremalheira possibilitando inclusive o uso de um eixo intermediário com duas juntas que permite a coluna de direção dobre em caso de um acidente.

Entretanto, é um sistema que não pode ser utilizado em veículos de eixo rígido, possui grande sensibilidade a impactos e sofre grandes esforços em casos que a barra de direção é posicionado com grande inclinação.

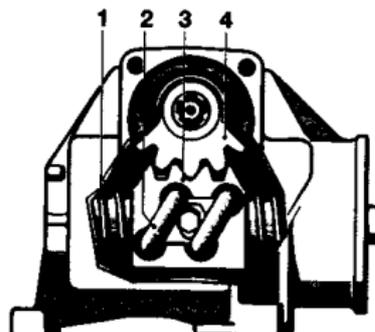
2.12.3 Sistema Sem Fim com Esferas Recirculantes

Segundo Bosch, nesse sistema (Figura 19) uma série de esferas circulantes de baixo atrito são responsáveis por transmitir as forças entre os parafusos sem fim, e a porca da direção. Essa porca, por sua vez, atua sobre a barra de direção através de um segmento de engrenagem que pode ter sua relação variável.

De acordo com Reimpell, esse sistema pode ser utilizado em veículos de eixo rígido e pode transferir forças grandes, mas é difícil de acomodar em veículos pequenos e de tração dianteira. Além disso, por ter maior elasticidade de direção, acaba reduzindo a sensibilidade e a responsividade do volante e é mais custoso que o sistema pinhão cremalheira.

Figura 19 – Sistema Sem Fim com Esferas Recirculantes

Sem-fim com esferas circulantes
1 Parafuso-sem-fim, 2 Circulação das esferas, 3 Porca de direção, 4 Eixo de direção com segmento de engrenagem.

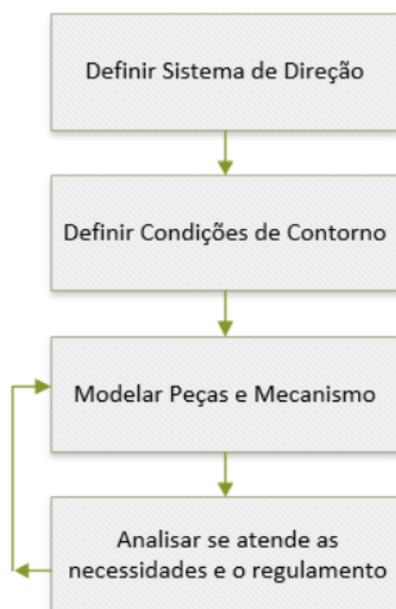


Fonte: Bosch (2004)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Nesse capítulo será descrito como será desenvolvido o trabalho. Para organizar as atividades foi desenvolvido um fluxograma conforme Figura 20, explicando o passo a passo das atividades a serem realizadas para a conclusão do trabalho

Figura 20 – Fluxograma do desenvolvimento do trabalho



Fonte: Autor

3.1 Escolha do tipo de direção

Para definir o tipo de direção a se utilizar no projeto, foi realizado uma matriz de decisão, como pode ser visto na Figura 21, onde foram levados em conta os critérios de peso do sistema, a quantidade de componentes envolvidos, e a complexidade de fabricação. Uma vez que se busca aliar baixo peso, com pequena quantidade de componentes e baixa complexidade de fabricação, mas nem sempre é possível atingir os 3 objetivos, a matriz se faz importante para achar o ponto de equilíbrio entre elas. Dessa forma, foram atribuídos, para cada critério, valores de 1 a 5, onde 1 significa que o parâmetro cumpre plenamente o objetivo e 5, que o parâmetro não cumpre o objetivo. Após o julgamento, a menor somatória indica o melhor sistema de direção para o projeto do conceito urbano.

Figura 21 – Matriz de decisão do sistema de direção

Matriz de decisão - Tipo de direção			
	Pivotado	Pinhao - Cremalheira	Esferas Recirculantes
Baixo peso	1	5	5
Pequena quantidade de componentes	1	2	4
Baixa complexidade de fabricação	1	4	4
	3	11	13

Fonte: Autor

Assim, pelo fato do sistema pivotado aliar os 3 quesitos, ele se tornou o melhor tipo para o veículo, com uma somatória de 3 pontos, contra 11 do sistema pinhão cremalheira e 13 do sistema de sem fim com esferas recirculantes.

Esse sistema se beneficia em relação aos outros por ser de baixo peso se comparado tanto ao pinhão cremalheira quanto as esferas recirculantes. Também possui muito menos componentes para fabricar e proporciona baixa complexidade de fabricação, podendo até ser feito pela própria equipe com poucos recursos.

3.2 Geometria de referência

Para desenvolver os componentes, foi utilizado uma geometria conforme o regulamento da Shell Eco Marathon, em concordância com algumas experiências da equipe em alguns modelos idealizados. Para as medidas de bitola, conforme o regulamento exige no mínimo 1000 mm para o eixo dianteiro e 800 mm para o eixo traseiro, foi considerado um valor de 1200 para ambos os eixos.

Para a medida de entre eixos, onde o regulamento prevê medida mínima de 1200 mm, foi considerado 1500 mm. Apesar de o veículo se beneficiar de entre eixos curto, foi deixado uma margem para acomodação de todos os componentes bem como acomodação do piloto.

Considerando dados coletados pela equipe em um desenvolvimento do conceito urbano, estima-se uma distribuição de peso entre rodas traseiras e rodas dianteiras de aproximadamente 70% do peso total do veículo somado ao peso do piloto distribuído entre as duas rodas traseiras, e os outros 30% distribuídos nas rodas dianteiras. Assim, o centro de massa estará posicionado a 1050 mm do eixo dianteiro. Essa informação é essencial para considerar o centro de curva do veículo.

Como o regulamento tem como referência para raio de giro do veículo a distância entre a roda externa a curva e o centro da curva, e também para deixar uma margem de 500 mm em relação aos 6000 mm exigidos pelo regulamento, a geometria será baseada para um raio de curva de pelo menos 5500 mm

Foram consideradas na modelagem duas regulagens de Ackermann. Uma para a teoria que diz que o prolongamento deve interceptar no ponto médio do eixo traseiro, resultando em uma angulação de $21,8^\circ$ e outro de acordo com Dixon (1996), para o prolongamento interceptando em 60% do entre eixos, ou seja, 900 mm. Para essa última configuração o ângulo foi de $33,69^\circ$

Para ficar mais fácil a visualização das condições iniciais consideradas, esses dados foram organizados na Tabela 1

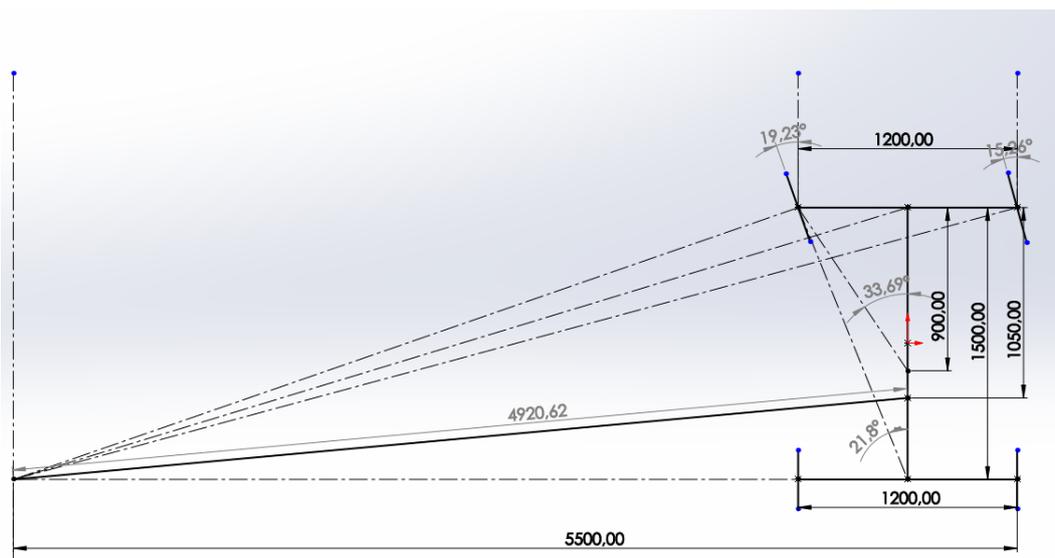
Tabela 1 – Condições de contorno consideradas

Parâmetro	Dimensão (mm)
Entre Eixos	1500
Bitola	1200
Raio de Curva	5500
Centro de Massa	1050
Prolongamento segundo Dixon (1996)	900

Fonte: Autoria Própria (2023)

Com as premissas iniciais foi possível modelar a geometria e identificar os ângulos de direção de acordo com o raio de curva mínimo. A modelagem está disposta na figura a seguir.

Figura 22 – Modelagem da Geometria



Fonte: Autoria Própria (2023)

Para validação dos dados foram confrontadas as equações com o modelamento da geometria em CAD 3D. O equacionamento está disposto a seguir. Utilizando a equação (1) tem-se:

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l}$$

Onde,

$$\delta_o = 15,26^\circ$$

$$\delta_i = 19,23^\circ$$

$$w = 1200 \text{ mm}$$

$$l = 1500 \text{ mm}$$

Logo, é validada a condição de Ackermann no mecanismo

Para o equacionamento do raio de curva em torno do centro de massa é utilizado e equacionamento a seguir. Utilizando a equação (2) tem-se:

$$R = \sqrt{a_2^2 + l^2 \cot^2 \delta}$$

onde,

$$a_2 = 450 \text{ mm}$$

$$l = 1500 \text{ mm}$$

$$\delta = 17,02^\circ$$

$$R = 4920.77 \text{ mm}$$

Como pode ser visto, o modelamento da geometria está de acordo com o equacionamento segundo a literatura.

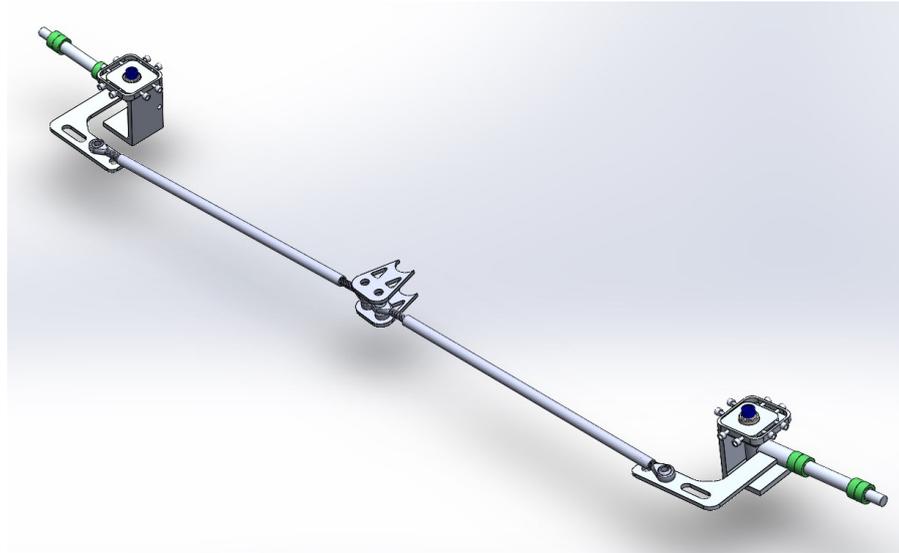
Com isso, como é possível ver na Figura 22, para que se obtenha uma geometria de Ackerman o ângulo entre o eixo de pino mestre e o ponto de acoplamento entre a manga de eixo e a barra de direção deve ser de aproximadamente $21,8^\circ$. Para suavização da curva de Ackerman, para situações de médios e baixos raios de giro, pode-se trazer o prolongamento das retas para se encontrarem a 60% do entre eixos. Dessa forma eles se encontrariam em 900 mm e possuiriam um ângulo de $33,69^\circ$.

É importante ressaltar que caso sejam feitas alterações maiores nas medidas de bitola, entre eixos e centro de massa, os cálculos dos ângulos da geometria de Ackerman devem ser refeitos e as peças atualizadas.

3.3 Modelagem

Após definidas as condições de contorno foi iniciado a modelagem de todas as partes do sistema em software 3D. Foram modeladas as partes individualmente e feito a montagem de todas as peças como pode ser visto na Figura 23.

Figura 23 – Vista da montagem do sistema de direção



Fonte: Autoria Própria (2023)

3.3.1 Regulagem de convergência/divergência

A regulagem de alinhamento quanto a convergência/divergência do veículo é realizada nas barras de direção (Figura 24). Como elas são construídas com rosca fêmea nas pontas da barra e um terminal rotular com rosca macho e uma contra porca em cada ponta (um lado roscas esquerdas e no outro roscas direitas), é possível realizar essa regulagem soltando as contra porcas e girando a barra. Assim, com o volante reto, de preferência com o piloto no veículo, e garantindo paralelismo entre as rodas, só é necessário apertar as contra porcas e o alinhamento quanto convergência/divergência das rodas está pronto. É importante conferir a regulagem toda vez antes do veículo entrar na pista

Figura 24 – Barra de direção



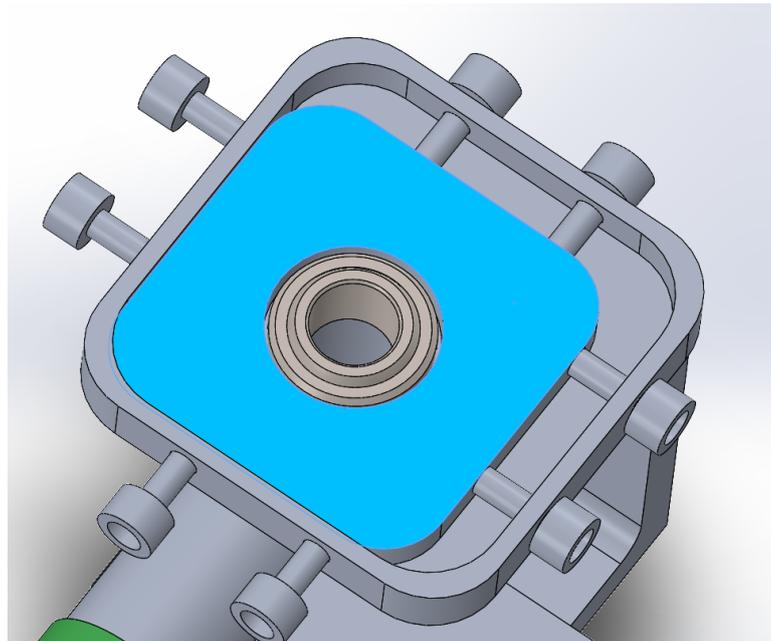
Fonte: Aatoria Própria (2023)

3.3.2 Regulagem de *caster*

Uma vez que o veículo não possui direção hidráulica ou elétrica, é importante que o torque auto-alinhante não seja muito grande para não comprometer a dirigibilidade e evitar a fadiga do piloto por fazer muita força de esterçamento.

Assim, foi desenvolvido um sistema de regulagem tanto para *caster* quanto para cambagem através de uma chapa de regulagem que pode ser ajustada através de parafusos ou com a fabricação de peças sob medida. Ao deslocar essa chapa para frente e para trás se altera os parâmetros de *caster*. Ao deslocar lateralmente se altera a regulagem de cambagem. Para garantir que a manga de eixo, o eixo e a chapa de regulagem fiquem alinhados, foi necessário adicionar uma rótula esférica na chapa de regulagem e uma no suporte da manga de eixo. Na Figura 25 é possível entender melhor o sistema, com destaque para a chapa de regulagem em azul.

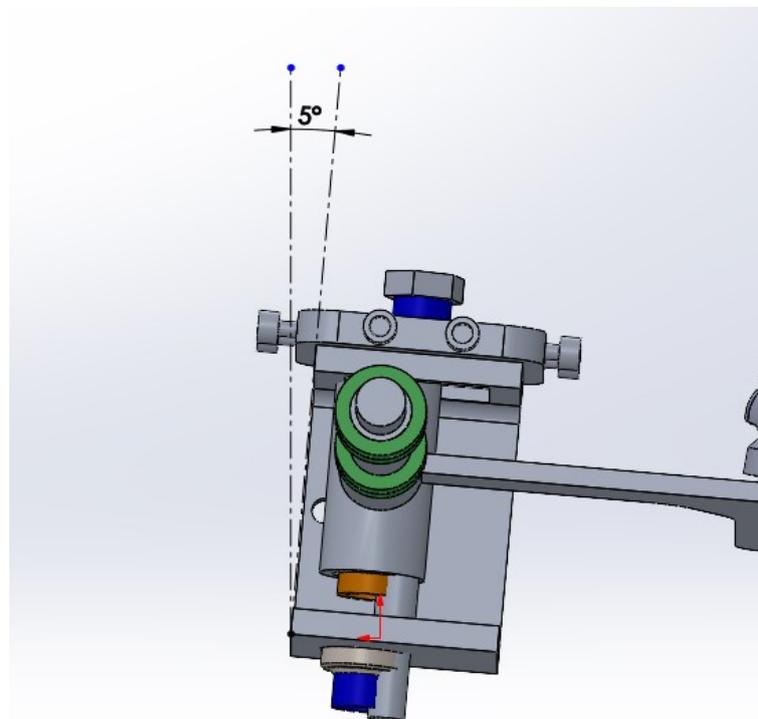
Figura 25 – Chapa de regulagem para cambagem e caster



Fonte: Autoria Própria (2023)

Para se atingir os ângulos de *caster* esperados, a manga de eixo será posicionada a um ângulo de 5° no sentido de *caster* positivo conforme Figura 26.

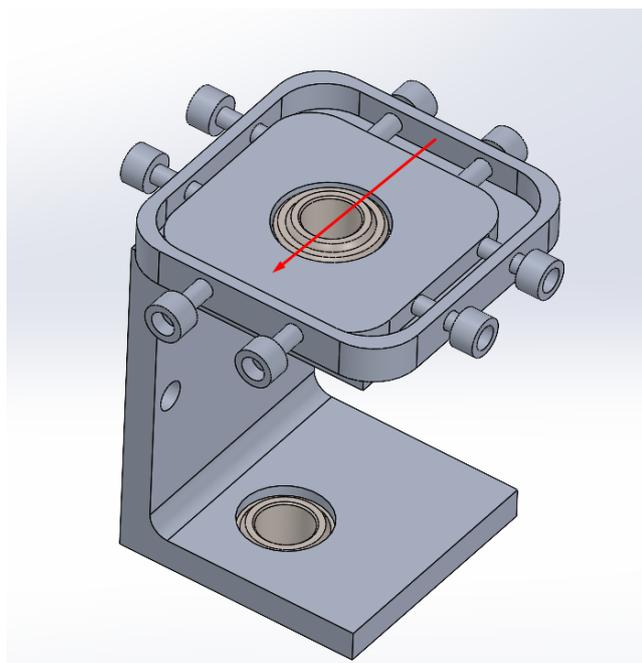
Figura 26 – Pré-Ângulo de Caster



Fonte: Autoria Própria (2023)

Na Figura 27 é mostrado a manga de eixo esquerda em sua regulagem de menor *caster*, com a chapa de regulagem toda deslocada em direção à frente do veículo. Dessa forma a regulagem de desloca contra o pré-posicionamento da manga de eixo a 5°, deixando o *caster* do veículo menos positivo possível

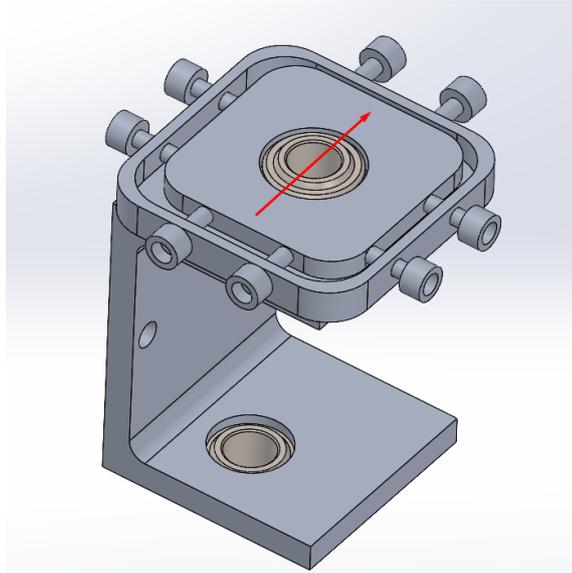
Figura 27 – Regulagem mínimo *caster* positivo



Fonte: Autoria Própria (2023)

Sempre que se deseja atingir o máximo *caster* positivo é necessário deslocar a chapa de regulagem no sentido da seta vermelha (Figura 28) e conseqüentemente em direção oposta à frente do veículo. Dessa forma o ângulo formado pelo eixo é somado com o pré-posicionamento da manga de eixo atingindo seu valor máximo de *caster* positivo.

Figura 28 - Regulagem máximo caster positivo

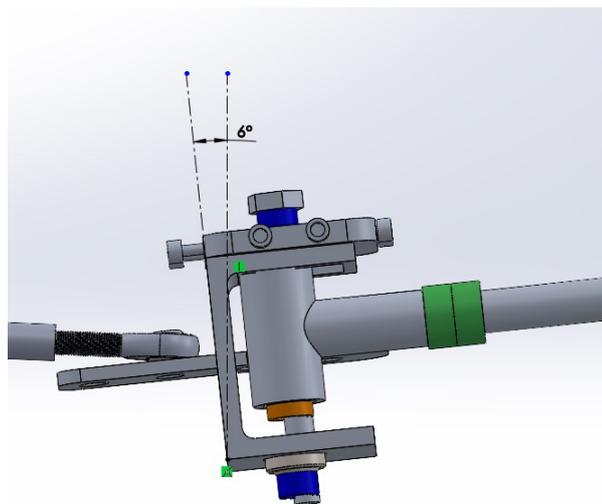


Fonte: Aatoria Própria (2023)

3.3.3 Posicionamento do pino mestre

O posicionamento da manga de eixo quanto a inclinação do pino mestre não possuirá regulagem, logo será disposta a um ângulo de 6° , muito próximo do que sugere a literatura. Esse ângulo influenciará também no ângulo de cambagem. O posicionamento da manga de eixo pode ser visto na Figura 29.

Figura 29 - Ângulo de pino mestre e pré-cambagem



Fonte: Aatoria Própria (2023)

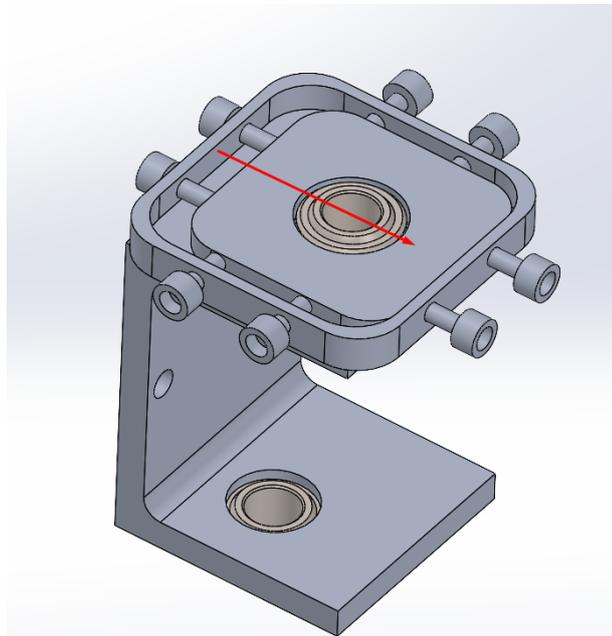
3.3.4 Regulagem de cambagem

Para a regulagem de cambagem a manga de eixo deve ser posicionada a um ângulo de 6° no sentido de ângulo de pino mestre positivo. Essa inclinação da manga de eixo em direção ao centro do veículo também posicionará o sistema quanto a inclinação do pino mestre. Assim, a geometria se enquadra na faixa ideal descrita por Nicolazzi (2005).

Como a manga de eixo estará posicionada a 6° no sentido de eixo de pino mestre positivo esta inclinação influenciará também no ângulo de cambagem. Por exemplo, quando a regulagem estivesse em 0° para cambagem, na verdade estaria gerando uma inclinação de 6° positivos no pneu. Por isso o sistema foi modelado de forma a compensar esse pré-posicionamento da manga de eixo deixando a faixa de regulagem do sistema dentro do esperado conforme Nicolazzi (2005).

Na Figura 30, é possível identificar como é feito a regulagem de cambagem positiva.

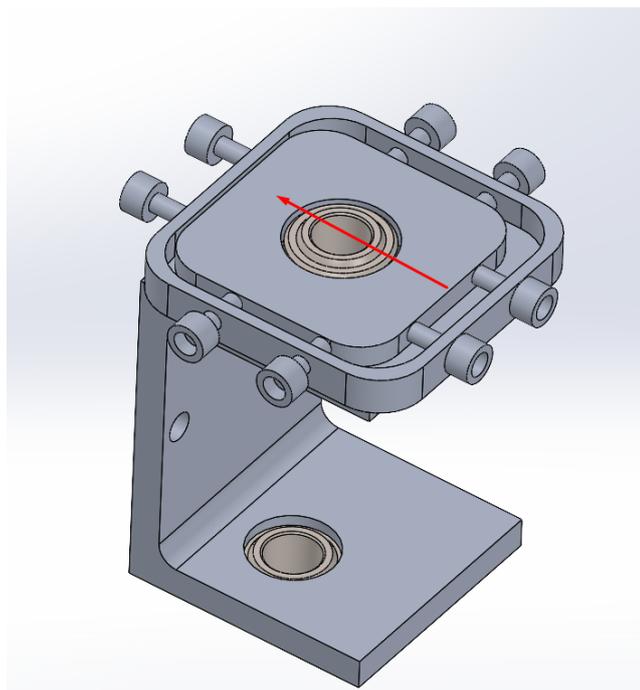
Figura 30 – Regulagem cambagem positiva



Fonte: Autoria Própria (2023)

Da mesma forma o sistema foi modelado para atingir a faixa ideal de cambagem negativa, compensando o pré-posicionamento do suporte da manga de eixos. Na Figura 31 pode ser visto o sentido de regulagem para atingir a máxima cambagem negativa.

Figura 31 – Regulagem máxima cambagem negativa

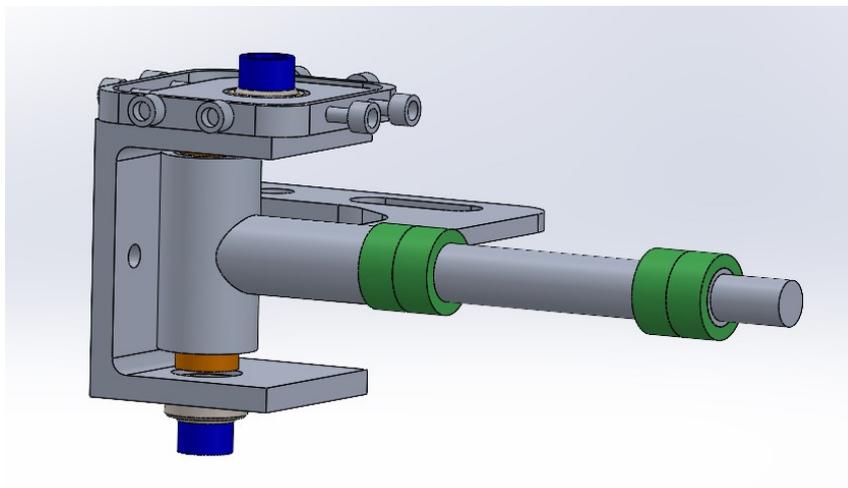


Fonte: Aatoria Própria (2023)

3.3.5 Regulagem de Bitola

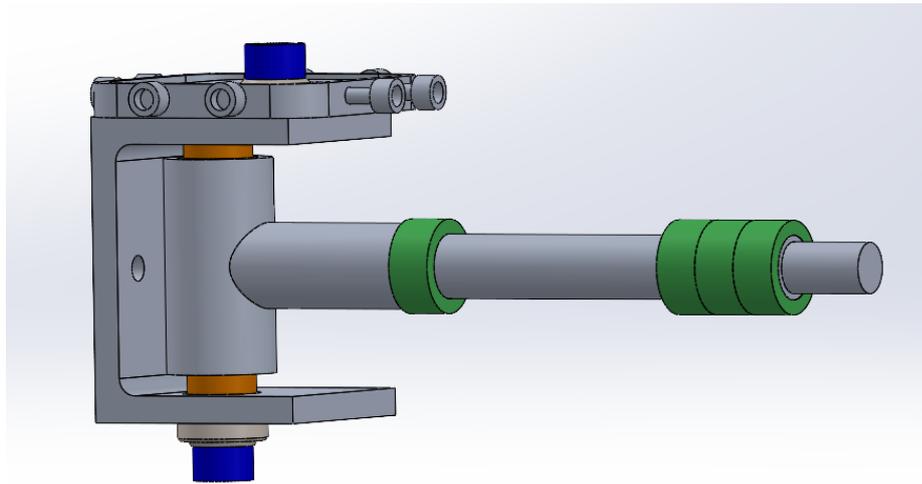
Foi desenvolvido também, em verde, um sistema de ajuste de bitola. Essas peças são modulares e pode ser de várias espessuras. Assim, ajustando o posicionamento é possível variar a bitola do eixo dianteiro. Na Figura 32 é possível ver uma regulagem com mais bitola e na Figura 33 uma regulagem com uma bitola menor, onde a ela foi reduzida ao trazer a roda mais para o centro do veículo.

Figura 32 – Regulagem com mais bitola



Fonte: Aatoria Própria (2023)

Figura 33 - Regulagem com menos bitola



Fonte: Autoria Própria (2023)

3.3.6 Regulagem de altura

É possível também variar a altura do eixo dianteiro, variando assim, a altura da parte frontal do veículo. Isso é possível através das peças em laranja na Figura 33, que podem ser fabricadas de várias espessuras ajustadas para aumentar ou diminuir a altura do veículo. Com essa regulagem o centro de massa pode ser deslocado mais para a frente ou mais para trás do veículo, alterando assim os parâmetros dinâmicos. Com o modelamento atual é possível obter uma variação de aproximadamente 12 mm.

A peça em azul serve para promover o espaçamento entre a cabeça do parafuso ou a porca, em relação a rótula esférica e a chapa de regulagem.

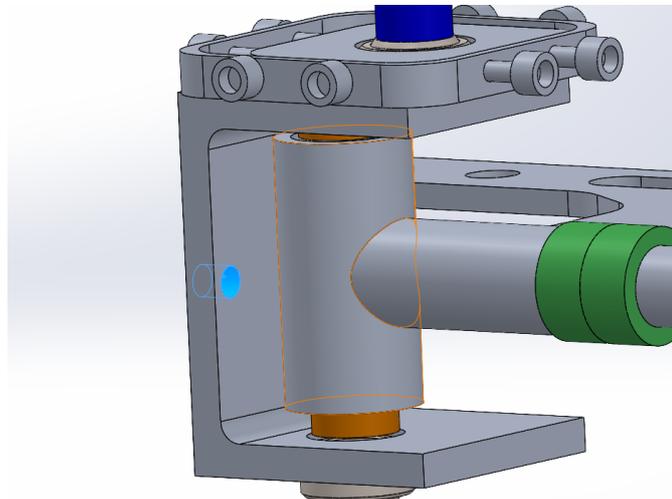
3.3.7 Curso do volante

Para proporcionar uma boa dirigibilidade ao piloto, garantindo que ele possa realizar manobras rápidas e também conduções precisas sem tirar as mãos do volante, o sistema foi desenvolvido de forma que o volante tenha cerca de 100° de curso, sendo 50° para cada lado. Então o piloto consegue contornar as curvas de menor raio com as duas mãos no volante.

Além disso, como pode ser visto em azul claro na Figura 34, é possível limitar o curso da direção através de um parafuso em cada manga de eixo. Essa limitação é

independente de roda para roda, ou seja, a regulagem de curso da direção quando virado para a esquerda ou para a direita pode ser diferente.

Figura 34 – Furo para regulagem do fim de curso

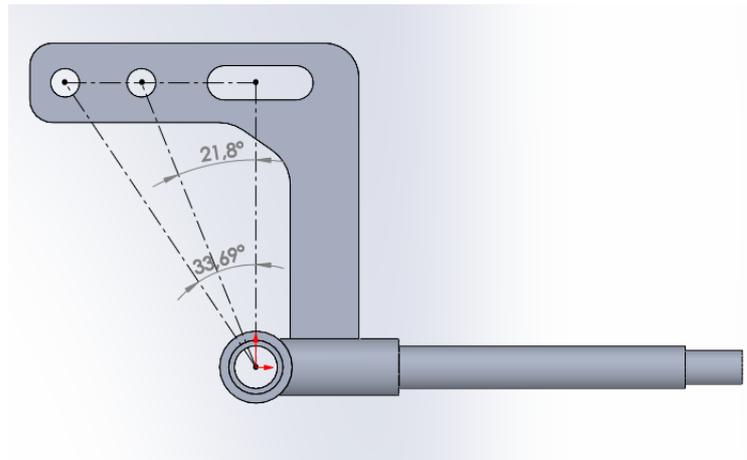


Fonte: Autoria Própria (2023)

3.3.8 Manga de eixo

A construção da manga de eixo foi feita de forma que atendesse o mecanismo de Ackermann. Assim, o prolongamento entre o eixo e o ponto de contato da barra de direção foi seguido conforme mostra a Figura 35. Para fixação do eixo e para permitir a rotação livre também foi levado em conta um rebaixo para assentamento de dois rolamentos, sendo um na parte de cima e outra na parte de baixo. Dessa forma, as rodas podem girar sem que haja folgas excessivas no sistema e também evitando qualquer esforço desnecessário do piloto. Conforme a geometria de referência proposta, foram deixados dois pontos de fixação das barras de direção para atender tanto a proposta de Ackermann puro quanto a variação proposta por Dixon (1996).

Figura 35 – Manga de eixo desenvolvida



Fonte: Autoria Própria (2023)

4 RESULTADOS

Com a finalização do modelamento 3D mostrado na Figura 36, foi possível identificar na prática os máximos e mínimos que o veículo é capaz de atingir no âmbito de parâmetros que alteram o comportamento dinâmico do automóvel. Assim, a equipe sabe os limites que o sistema tem, a faixa de trabalho, e todas as possibilidades que ele proporciona, de modo que possa ser ajustado de acordo com a pista, piloto ou outras condições.

Figura 36 – Modelagem Pronta

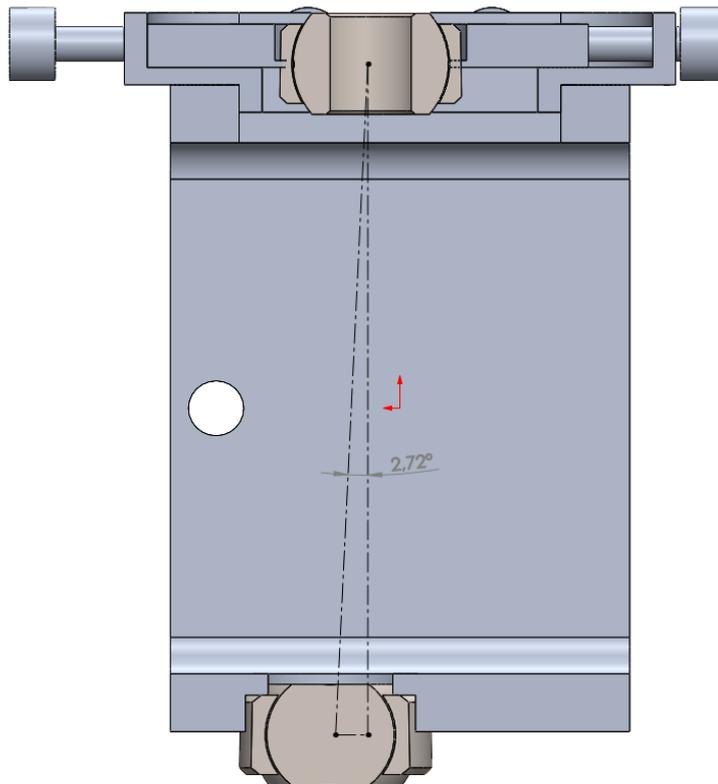


Fonte: Autoria Própria (2023)

4.1 Ângulo de Caster

Considerando que a manga de eixo está posicionada a um ângulo de 5° , e o sistema consegue atingir um ângulo de *caster* mínimo de $2,72^\circ$, conforme a Figura 37 do modelamento 3D, o menor ângulo de *caster* positivo que o veículo conceito urbano poderá ser regulado é de $7,72^\circ$, muito próximo da faixa de trabalho segundo a literatura.

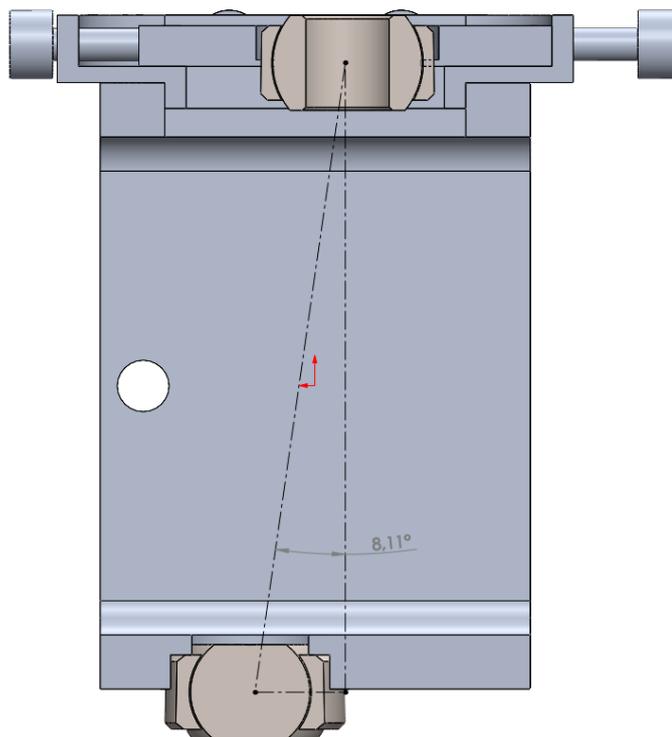
Figura 37 - Vista lateral mínimo *caster* positivo



Fonte: Autoria Própria (2023)

Da mesma forma, quando o sistema se encontra em sua regulagem máxima positiva, é possível atingir um ângulo de $13,11^\circ$, sendo $8,11^\circ$ da regulagem do sistema (Figura 38), somados a manga de eixo posicionada a 5° .

Figura 38 - Vista lateral máximo caster positivo



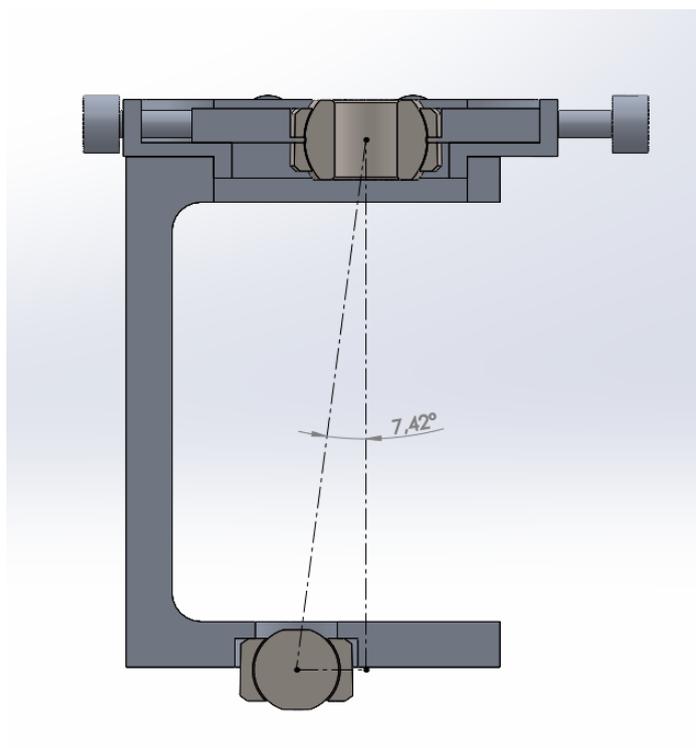
Fonte: Autoria Própria (2023)

Conforme esperado, o sistema se enquadrou muito próximo da frequência de utilização vista por Nicolazzi (2005), tanto para o mínimo quanto para o máximo *caster*.

4.2 Ângulo de cambagem

Para o ângulo de cambagem foi possível atingir um valor máximo de 1,42° positivo. Esse valor foi alcançado através de um sistema posicionado a +7,42° (Figura 39), somados ao posicionamento da manga de eixo a -6° (Figura 39).

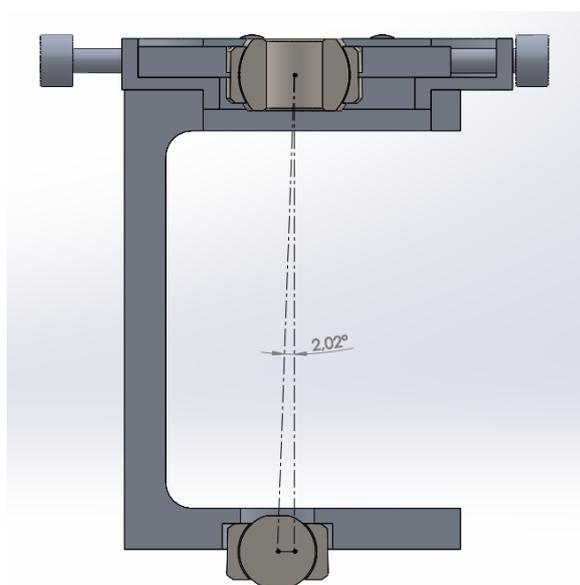
Figura 39 - Vista lateral máxima cambagem positiva



Fonte: Autoria Própria (2023)

Em termos de cambagem negativa, o sistema de regulagem atinge em seu posicionamento máximo $2,02^\circ$ (Figura 40). Isso somado a 6° graus negativos do pré-posicionamento da manga de eixo proporciona $-3,98^\circ$.

Figura 40 – Vista lateral máxima cambagem negativa



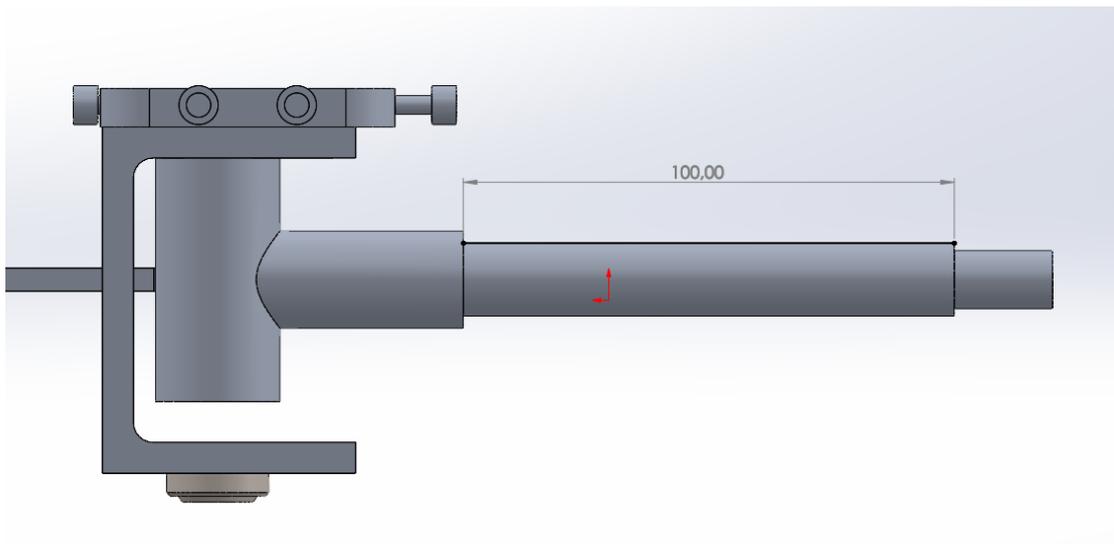
Fonte: Autoria Própria (2023)

Os parâmetros de cambagem também se enquadraram nas expectativas conforme faixa comum de utilização.

4.3 Variação de Bitola

A faixa de regulação da bitola dianteira do veículo pode ser alterada em 100 mm, variando de 1100 mm (mínimo por regulamento), até 1300 mm, sendo 50 mm em cada eixo (Figura 41). Caso seja necessário aumentar ainda mais o parâmetro pode ser desenvolvido um eixo de maior comprimento. É importante levar em conta que se for necessário aumentar muito a bitola, se faz necessário revisar a geometria como um todo para garantir a maior eficiência e o menor arrasto das rodas quando o veículo estiver contornando uma curva.

Figura 41 – Faixa de Regulação Bitola



Fonte: Autoria Própria (2023)

5 CONCLUSÃO

Analisando os tipos de sistema de direção foi selecionado aquele que aliou baixo peso, baixa complexidade de fabricação e pequena quantidade de componentes. Assim, foi escolhido o sistema de direção pivotado muito comum em Kart's.

Para a aplicação do veículo, onde a velocidade é muito baixa, e conseqüentemente baixos também os esforços dinâmicos que atuam nele, a geometria de Ackermann se mostrou ideal por proporcionar menor arrasto das rodas, menor desgaste de pneus e menor perda de energia durante as curvas. Por isso, foi trabalhado no modelamento para que pudesse atender essa condição para diferentes raios de curva. Também pensando em pistas mistas foi previsto outro ponto de fixação para as barras de direção onde, segundo a literatura, ocorre a suavização da curva de Ackermann.

Para que a equipe pudesse trabalhar em cima das condições dinâmicas foi desenvolvido um sistema de regulagem para os parâmetros de cambagem, *caster*, altura dianteira, convergência e divergência. Dessa forma a equipe pode regular o veículo da forma que preferir e de acordo com as características de cada traçado.

Levando em conta que até a finalização do projeto de todos os componentes que formam um veículo algumas premissas de projeto podem mudar e que com o desenvolvimento do veículo conceito urbano da Pato a Jato não é diferente, o trabalho foi desenvolvido em cima de uma geometria de referência que se enquadrasse dentro do regulamento e que proporcionasse uma margem em relação aos mínimos e máximos das regras. Então, ao passo que o desenvolvimento dos outros sistemas do conceito urbano vai evoluindo, pode haver a necessidade de adaptar o sistema de direção as novas condições. De qualquer forma, o conceito do mecanismo de regulagem das condições geométricas que influenciam na dinâmica do veículo é funcional para essas novas condições, sendo necessário apenas algumas modificações de medidas, mas não de conceito.

Com base nos dados apresentados neste estudo sugere-se para trabalhos futuros a análise dos esforços estáticos e dinâmicos sofridos pelos componentes e a simulação de todo o sistema quanto a resistência mecânica. Também se faz interessante a prototipagem do sistema para validação do funcionamento como um todo e o estudo do comportamento dinâmico frente a diversas pistas para encontrar as melhores regulagens de acordo com cada condição.

REFERÊNCIAS

BOSCH. **Manual de Tecnologia Automotiva**. 25ª ed. Editora Edgard Blucher. 2004.

CANTARELLI, J. V. C. S., Silva, A. A. **Projeto Preliminar De Um Veículo De Alta Eficiência Energética**. Brasília: Universidade De Brasília

CENTRO AUTOMOTIVO. **Centro Automotivo para Fazer Cambagem – O que é e quando fazer no seu carro?** Disponível em: < <https://centroautomotivok2.com.br/o-que-e-cambagem-e-quando-fazer-no-seu-carro/>>. Acesso em: 26 out. 2022

CORRÊA, WILLIAN S. **Desenvolvimento de um sistema de direção para um protótipo veicular com baixo consumo energético**. TCC – UEMA São Luiz. 2019.

DIXON, JHON C. **Tires, suspension and handling**. 2ª ed. SAE International, 1996.

EU ALINHADOR. Alinhamento Automotivos Tabelas Completas. Disponível em: <<http://eualinhador.blogspot.com/2016/05/medicao-de-convergencia-alinhado-laser.html>>. Acesso em: 06 nov. 2022

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

MGF SUPPLY. **Spindle Bracket**. Disponível em <<https://www.mfgsupply.com/az8171.html>>. Acesso em 19 nov. 2023.

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc, 1995.

MOOS, EDUARDO T. **Desenvolvimento da cinemática para suspensão de um veículo off-road tipo baja sae**. TCC – FAHOR Horizontina. 2020.

NICOLAZZI, L. C. **Dinâmica Veicular**. 2005.

OPTIMUS KART. **O Kart Explicado: Sistema de direção e alinhamento.** Disponível em: < <https://equipeoptimus.wixsite.com/optimuskart/single-post/2015/08/16/o-kart-explicado-sistema-de-direção-e-alinhamento> >. Acesso em 14 nov. 2023

PATO A JATO. **Pato a jato.** Disponível em: <<http://www.pb.utfpr.edu.br/patoajato/>>. Acesso em: 26 out. 2022.

PEREIRA, DIEGO H.R. **Análise de dinâmica veicular do protótipo baja SAE da equipe Londribaja.** TCC – UTFPR Londrina. 2021

PROTON KART. **Sistema de Direção e Componentes.** Disponível em <<https://www.protonkart.com>>. Acesso em 19 nov. 2023.

REIMPELL, J., STOLL, H., BETZLER, J. W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles.** 2ª ed. SAE International, 2001.

SHELL. **Shell Eco Marathon.** Disponível em < <https://www.shell.com.br/energia-e-inovacao/ecomarathon.html> >. Acesso em 19 nov. 2023.

TECHSPEED. **Coluna de Direção.** Disponível em <<https://www.techspeedkart.com/produtos/coluna-de-direcao-kart-125shifter.html>>. Acesso em 19 nov. 2023.

**ANEXO A – ARTIGOS 45,47,48,49 DO REGULAMENTO DA SHELL “SHELL ECO
MARATHON 2024 OFICIAL RULES CHAPTER 1”**

Article 45: Dimensions

- a) The total vehicle height must be between 1000 mm and 1300 mm.
- b) The total vehicle width, excluding rear view mirrors, must be between 1200 mm and 1300 mm.
- c) The total vehicle length must be between 2200 mm and 3500 mm.
- d) The track width must be at least 1000 mm for the front axle and 800 mm for the rear axle, measured between the midpoints where the tyres touch the ground.
- e) The wheelbase must be at least 1200 mm.

- f) The Driver's compartment must have a minimum height of 880 mm and a minimum width of 700 mm at the Driver's shoulders.
- g) The vehicle body and chassis ground clearance must be at least 100 mm with the driver (and necessary ballast) in the vehicle.
- h) The maximum vehicle weight (excluding the Driver) is 225 kg.
- i) All vehicle dimensions must not be achieved by body extensions such as 'stuck-on' appendages or cut-outs.

Article 47: Turning Radius and Steering

- a) Vehicle steering must be achieved by one system operated with both hands using a turning motion. It must be precise, with no play or delay. Steering must be operated predominately through the front wheels.

- b) Steering must be achieved using a steering wheel or sections of a wheel with a minimum diameter of 250 mm.
- c) Steering bars, tillers, joysticks, indirect or electric systems are not permitted.
- d) The turning radius must be 6 m or less. The turning radius is the distance between the centre of the circle and the external wheel of the vehicle. The external wheel of the vehicle must be able to follow a 90° arc of 6 m radius in both directions. The steering system must be designed to prevent any contact between tyre and body or chassis.
- e) The Organisers reserve the right to set up a vehicle handling course to verify the following when the vehicle is in motion: driver skills, turning radius and steering precision.

Article 48: Wheels

- a) The rims must be between 15 to 17 inches in diameter.
- b) The wheels located inside the vehicle body must be made inaccessible to the Driver by a bulkhead and must not come in contact with the chassis or body. Any handling or manipulation of the wheels is forbidden from the moment the vehicle arrives at the starting line until it crosses the finish line.

Article 49: Tyres

It is recommended to use flat profile tyres designed for small passenger cars or light trailers, round or triangular profile tyres for mopeds or motorbikes are permitted. Both tyres of an axle must be the same. Tyres must fit the rims recommended by the manufacturer and have a minimum tread of 1.6 mm **in the tyre surface in contact with the ground**. The tyre/rim assembly must have a width equal or greater than 80 mm, measured from tire sidewall to tire sidewall. The width is measured with the tyre fitted on its rim at its rated pressure.

Caution:

- *The manufacturer's size indications should not be taken as measure, as the width of the rim directly impacts the width of the rim/tyre assembly.*
- *Tyres that measure less than 80 mm will not be approved.*