

## **ESTUDO DO SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO ELÉTRICO COMPACTO: USO DESTINADO A CADEIRANTES**

**Pedro Augusto Smielevski Casagrande<sup>1</sup>**

**Fábio Peruch<sup>2</sup>**

**Resumo:** As pessoas com deficiência física ou com mobilidade reduzida sofrem diversas limitações de locomoção devido à precariedade de ruas, calçadas, entre outros. A engenharia tem como uma das funções minimizar tais dificuldades, aumentando a participação destas pessoas em sociedade com o uso de veículos adaptados. Para que esta interação entre o cadeirante e o veículo ocorra, é necessário um aumento da bitola do veículo para que possa permitir a acomodação de uma cadeira de rodas. O aumento da bitola causará uma deficiência no sistema de direção, necessitando de uma readequação na geometria atual deste sistema. Este estudo busca determinar o comportamento mecânico, adequar e otimizar a geometria do sistema de direção do veículo. Primeiramente o estudo foi realizado com cálculos analíticos, com base na equação de Ackermann. Por meio de *softwares* como *Excel*® e *SolidWorks*®, foram realizadas diversas simulações que determinaram os novos ângulos de esterçamento, que para atingir esses ângulos optou-se por otimizar a manga de eixo. Foram desenvolvidos dois novos modelos de manga de eixo (modelos II e III) e calculado o erro de Ackermann para cada modelo. O modelo de manga selecionado proporcionou uma redução no raio de giro do veículo em torno de 18,75 %, um erro de aproximadamente de 3,39 % e um aumento no torque exigido de 8,02 %. Futuramente, espera-se o desenvolvimento de novos sistemas que facilitem a condução do veículo.

**Palavras-chave:** Cadeirantes. Veículo elétrico adaptado. Geometria de Ackermann. Torque de esterçamento. Sistema de direção.

### **1. INTRODUÇÃO**

Um assunto atual e de grande importância para pessoas com deficiência física ou com mobilidade reduzida, como os cadeirantes, é a questão da precária acessibilidade e mobilidade (locomoção) em determinados ambientes. A Instituição SATC investiu em um laboratório para estudos da mobilidade elétrica e desenvolve um projeto de um Veículo adaptado para cadeirantes. Especificamente este veículo será utilizado por cadeirantes e, para tal uso, foi necessário realizar um alargamento

---

<sup>1</sup> Graduando em Engenharia Mecânica. E-mail: pedro.smielevski@outlook.com

<sup>2</sup> Prof. Me. Fábio Peruch. E-mail: fabio.peruch@satc.edu.br

da bitola do automóvel, o que causou a modificação de algumas características do veículo envolvendo o sistema de direção.

Para auxiliar este projeto, foi necessário desenvolver um estudo sobre o sistema de direção para torná-lo mais adequado para este caso em especial, o que proporcionará melhor dirigibilidade, manobrabilidade e maior segurança na condução do veículo.

Assim, coube à engenharia realizar um estudo sobre a Geometria de Ackermann e torque de esterçamento. Pois estes têm funções importantes no estudo de um sistema de direção, garantindo que os cadeirantes possam conduzir com maior facilidade e segurança, usufruindo de uma melhor qualidade de vida.

Desta forma, foi necessária uma adequação do sistema atual conforme a Geometria de Ackermann e optou-se por otimizar a manga de eixo. Portando, foi elaborado primeiramente um estudo geral sobre o sistema de direção atual. Posteriormente foram realizadas simulações de movimento do sistema de direção otimizado e tabulações envolvendo o esforço requerido para o esterçamento do conjunto direcional.

Infelizmente, em nosso país, a acessibilidade e a mobilidade para cadeirantes são inadequadas. Em alguns casos, o cadeirante não consegue se locomover em um longo trajeto, devido à limitação física ou às péssimas condições de estradas, calçadas irregulares, barreiras, inclinações de rampas mal dimensionadas, vaga de estacionamento com grande desnível.

O veículo apropriado aos cadeirantes e a quem estiver em situação de mobilidade reduzida garante a melhoria da mobilidade. Como consequência, proporcionará independência, melhor qualidade de vida e autonomia, como poder ir sozinho ao supermercado, ao local de trabalho, fazer passeios ou viagens, sem ter que depender de terceiros, deslocando-se com segurança e total independência. Desta forma, cabe a projeção de um sistema de direção que proporcione uma fácil e segura pilotagem de um veículo elétrico apropriado para cadeirantes, que irá contribuir para a integração social deste grupo específico de pessoas.

Para a realização do presente trabalho de cunho quantitativo e exploratório, fez-se necessária a divisão das tarefas por etapas, contando com o auxílio experimental via *software*, otimizando tempo e garantindo maior confiabilidade.

Os objetivos desta pesquisa são: determinar o comportamento mecânico; adequar e otimizar a geometria do sistema de direção de um carro elétrico para cadeirantes. Isto foi realizado por meio de modelagem 3D, utilizando o *software* SolidWorks®, que facilitou a tomada de dados de ângulos, forças, gráficos e a visualização dos mecanismos de transmissão de movimento.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A presente seção tem como objetivo apresentar os conceitos teóricos relativos ao estudo de um sistema de direção.

### 2.1 SISTEMA DE DIREÇÃO

Tanto Genta e Morello (2009) quanto Harrer e Pfeffer (2017) afirmam que o propósito de um sistema de direção é conectar o motorista com as rodas direcionais do carro, geralmente as rodas dianteiras. Logo, um sistema de direção deve precisamente guiar o veículo sob qualquer condição de pilotagem. Os elementos mecânicos fundamentais de um sistema de direção são: volante, coluna de direção, caixa de direção e barras de direção.

De acordo com Blucher (2005), os sistemas de direção devem apresentar algumas características, são elas:

- nenhuma folga na trajetória retilínea;
- baixo atrito resultando em alta eficiência;
- alta rigidez;
- possibilidade de reajuste;
- retorno automático do volante para a posição central;
- estabilidade em qualquer condição de pilotagem.

Conforme Heßing e Ersoy (2011) e Peetz (2018), os sistemas de direção devem ser robustos, sensíveis e precisos o suficiente para transmitir ao motorista as mudanças das condições do veículo. Um dos modelos de sistemas de direção que atendem esses requisitos é o sistema por pinhão e cremalheira. Conforme Dhuri *et al.* (2013), um sistema de direção preciso é derivado de alta tolerância de manufatura e mínima deflexão do sistema de direção.

### 2.1.1 Sistema de Direção Pinhão e Cremalheira

De acordo com Barton (2018) e Borse *et al.* (2016), um sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira transforma a rotação em um movimento linear, que é imposta pelo motorista, sendo transmitida até a caixa de direção, através da coluna de direção, que tem na extremidade um pinhão dentado, como demonstra a Fig.1.

O pinhão rotaciona sobre a cremalheira, fazendo-a transladar, transformando assim um movimento rotacional em linear, o qual é transmitido para as barras de direção, que quando movimentadas esterçam as rodas, possibilitando ao veículo a mudança de trajetória.

Figura 1- Exemplo sistema por pinhão e cremalheira



Fonte: Adaptado de Farrington (2011)

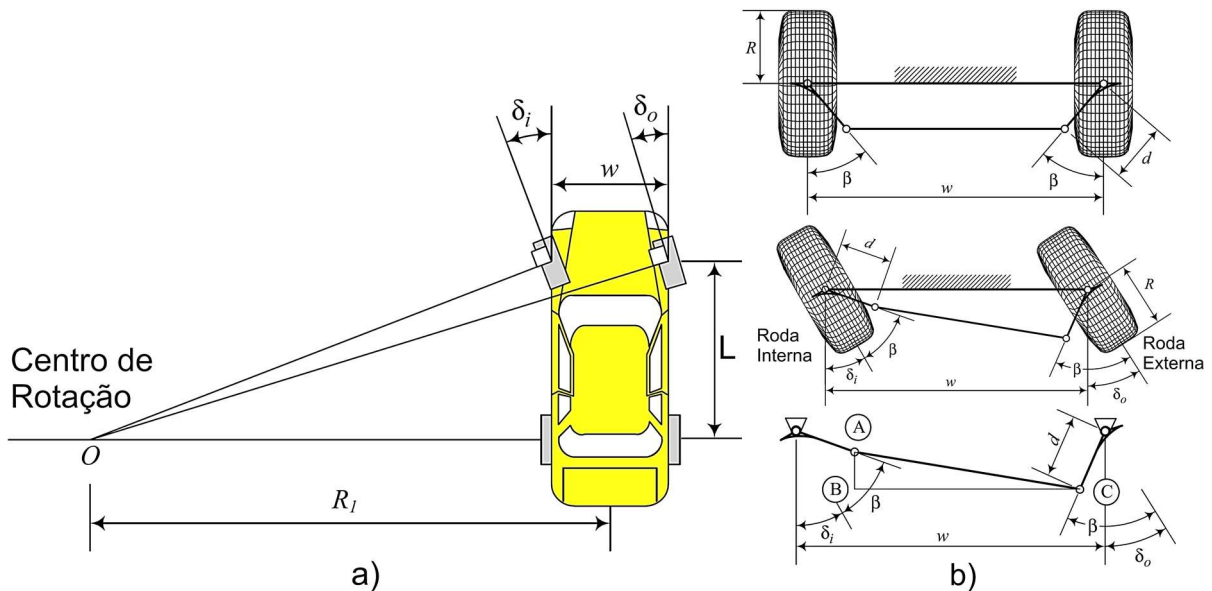
Segundo Ansara *et al.* (2017), as vantagens de se utilizar esse tipo de sistema se deve aos seguintes fatores:

- é de simples construção;
- tem baixo custo e é largamente disponível;
- tem boa eficiência mecânica;
- requer um espaço reduzido no automóvel.

## 2.2 GEOMETRIA DE ACKERMANN

De acordo com Mueller (2005), Jazar (2017) e Mahale (2018), um volante posicionado dentro do automóvel é responsável pelo início do movimento, possibilitando a movimentação das barras de direção de um lado para o outro, esse movimento gera o esterçamento das rodas. A montagem das barras de direção possui uma geometria diferenciada, como demonstra a Fig.2 b). O motivo dessa geometria ter este formato se deve a tentativa de atender a geometria de Ackermann.

Figura 2 – Centro de rotação e Geometria Trapezoidal; a) Geometria de Ackermann e Centro de Rotação; b) Geometria Trapezoidal



Fonte: a) Adaptado de Jazar (2017)

Os autores Tomar et al. (2012), Babu et al. (2017) e Wessels (2017) afirmam que a roda externa, ao contornar uma curva, tem que percorrer uma distância maior que a interna para um mesmo raio de giro. Para compensar a diferença de centros de rotações diferentes entre as rodas do lado direito e esquerdo, a roda interna deve possuir um ângulo de esterçamento maior que a externa, conforme demonstra a Fig. 2 a).

A condição de Ackermann é cumprida quando a velocidade do veículo é baixa e o ângulo de deslizamento dos pneus é zero. Nessas condições ideais é quando ocorre a condição de Ackermann. Como não há um mecanismo que possa reproduzir

essa condição perfeitamente, utiliza-se o que mais se aproxima, este possui um formato trapezoidal conforme mostra a Fig.2 b). Sendo  $w$  a bitola do veículo medida entre centros de cada pneu,  $L$  a distância entre centros e  $\delta$  o ângulo de esterçamento das rodas. Seguem as Eq. 1 e 2 são responsáveis pelo cálculo do ângulo de esterçamento (Gillespie 1992).

$$\delta_o = \text{atan} (L/(R + w/2)) \cong L/(R + w/2) [^\circ] \tag{1}$$

$$\delta_i = \text{atan} (L/(R - w/2)) \cong L/(R - w/2) [^\circ] \tag{2}$$

Onde:

$L$  = Distância entre eixos [mm]

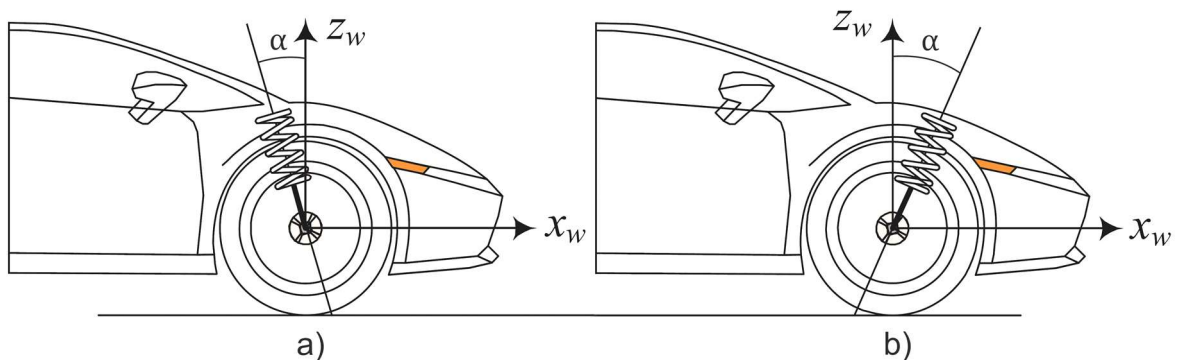
$R$  = Raio da curva [mm]

$w$  = Bitola do eixo dianteiro [mm]

### 2.3 CÁSTER

Conforme Gillespie (1992) e Popa (2005), cáster é o ângulo formado pelo eixo do pino mestre e pelo plano vertical do pneu. É denominado positivo quando este é inclinado para frente do carro e negativo quando é inclinado para parte traseira do veículo, conforme demonstra a Fig. 3.

Figura 3 – Exemplo de ângulo de Cáster; a) cáster positivo; b) cáster negativo.



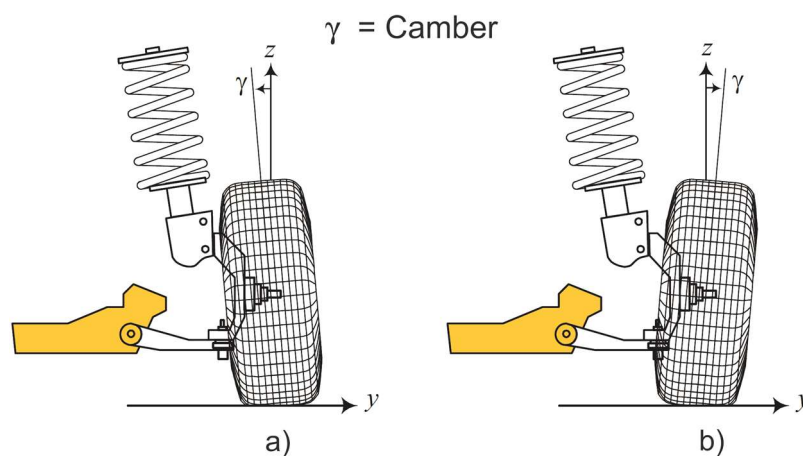
Fonte: Adaptado de Jazar (2017)

De acordo com Mihailidis (2008) e Hsu (2009), o câster positivo em um veículo proporciona estabilidade do automóvel em linhas retas e o auto alinhamento do volante para a posição central em saídas de curva feitas em baixa velocidade ou quando o volante é solto. O autor Leal (2015) afirma que a inclinação do pino mestre interfere neste efeito de retorno da direção.

## 2.4 CAMBER

Conforme Roethof *et al.* (2016) e Stinsom *et al.* (2016), camber é o ângulo que o eixo vertical do pneu faz com o plano vertical da carroceria. Caso a inclinação seja para dentro dos chassis, por convenção, é dito como negativo e positivo quando o topo do pneu inclina para fora do carro, conforme a Fig. 4.

Figura 4 – Cambagem; a) Camber negativo e b) Camber Positivo



Fonte: Adaptado de Jazar (2017)

Segundo Kajiwara (2014), a força lateral que um pneu consegue suportar depende do ângulo de camber, desta forma a cambagem da roda afeta diretamente na capacidade do veículo de realizar curvas.

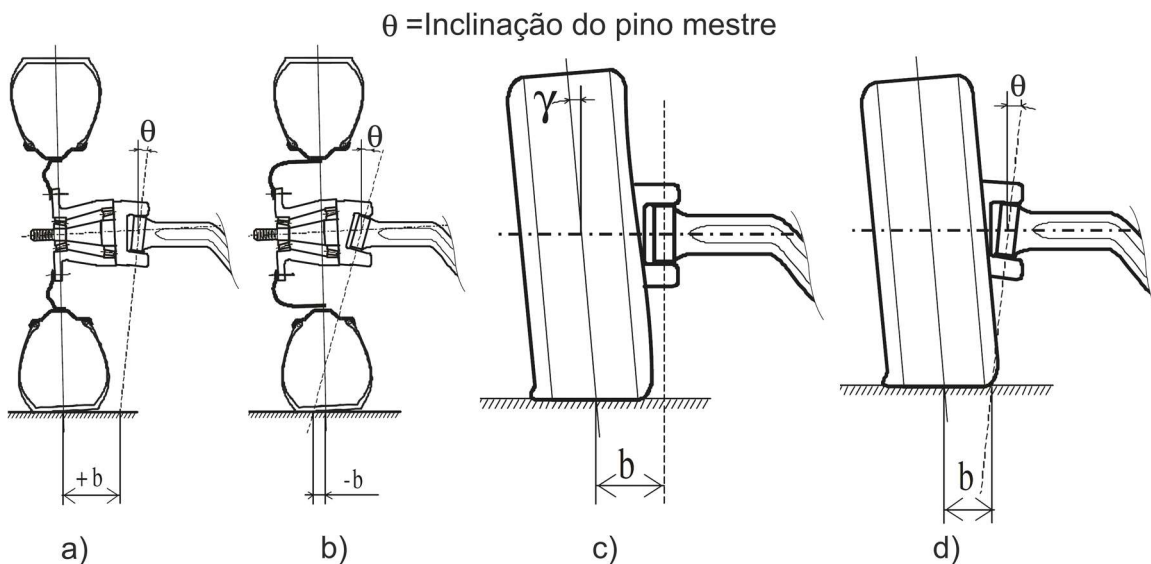
## 2.5 INCLINAÇÃO DO PINO MESTRE E RAIOS DE ROLAMENTO

De acordo com Vo (2017), Fernandes (2005) e Blundell e Harty (2015), nos sistemas de suspensões precedentes as do tipo independente, as mangas de eixo pivotavam em torno do pino mestre. Desta maneira não havia inclinação do pino mestre, pois este era paralelo ao plano central do pneu.

Comumente nas suspensões independentes, o pino mestre é definido pelo ângulo formado entre os terminais rotulares superior e inferior sem que exista necessariamente um elemento físico, chamado assim de pino mestre teórico.

A distância existente do ponto de contato central do pneu com o solo e da projeção do eixo do pino mestre é denominado como raio de rolamento, este pode ser negativo ou positivo, conforme a Fig. 5.

Figura 5 – Inclinação do Pino Mestre e distância de *scrub*; a) Distância Positiva, b) Distância negativa, c) Pino Mestre sem ângulo e d) Pino Mestre com ângulo e roda com cambagem



Fonte: Adaptado de Nicolazzi (2008)

Conforme Theander (2004), Nicolazzi (2008) e Viegas (2016), quando a distância de rolamento é positiva ( $b+$ ), como na Fig.5 a) e c), os esforços são grandes devido ao momento gerado por conta da distância ( $b+$ ) conhecida também como *scrub*. Para diminuir a distância, foi inserida uma inclinação no pino mestre conforme



a Fig.5 b) e d), caso não houvesse essa inclinação, o ângulo de camber teria que ser excessivamente grande como na Fig.5 c), ocasionando outros problemas como por exemplo desgaste excessivo e irregular dos pneus.

Rajvardhan (2010) ainda afirma que se a distância de rolamento fosse neutra, valor  $b=0$ , o motorista não precisaria corrigir o volante para o veículo andar em linha reta. Porém, com essa configuração, a sensibilidade que o condutor teria sobre o veículo seria eliminada, por isso opta-se por *scrub* negativo. Canale (1989) ainda afirma que a distância de rolamento afeta diretamente na equação do torque de esterçamento.

## 2.6 TORQUE DE ESTERÇAMENTO

Canale (1989) e Bastow *et al.* (1993) explicam como calcular o torque necessário para rotacionar a roda com o veículo parado, pois ambos definem que o maior esforço do piloto e do sistema ocorrem nesta situação. O ponto efetivo de rotação do pneu no momento do esterçamento será chamado de  $K_p$ . Conforme a Fig. 6, é a intersecção hipotética da direção do pino mestre com o solo, estando a uma distância “e” do ponto central da área S do pneu, logo é possível encontrar o torque pela Eq. 3 e o braço de momento pela Eq. 4, sendo as Eq. 3,4 e 5 apresentadas por Canale (1989).

$$Mk = \mu_a \cdot w \cdot h \text{ [N.m]} \quad (3)$$

Onde:

$\mu$  = Coeficiente de Atrito [adim.]

w = Carga radial [N]

h = Braço de momento devido ao deslocamento do ponto  $K_p$  [m]

$$h = \sqrt{e^2 + k^2} \text{ [m]} \quad (4)$$

Onde:

e = distância da projeção do pino mestre até o solo [m]

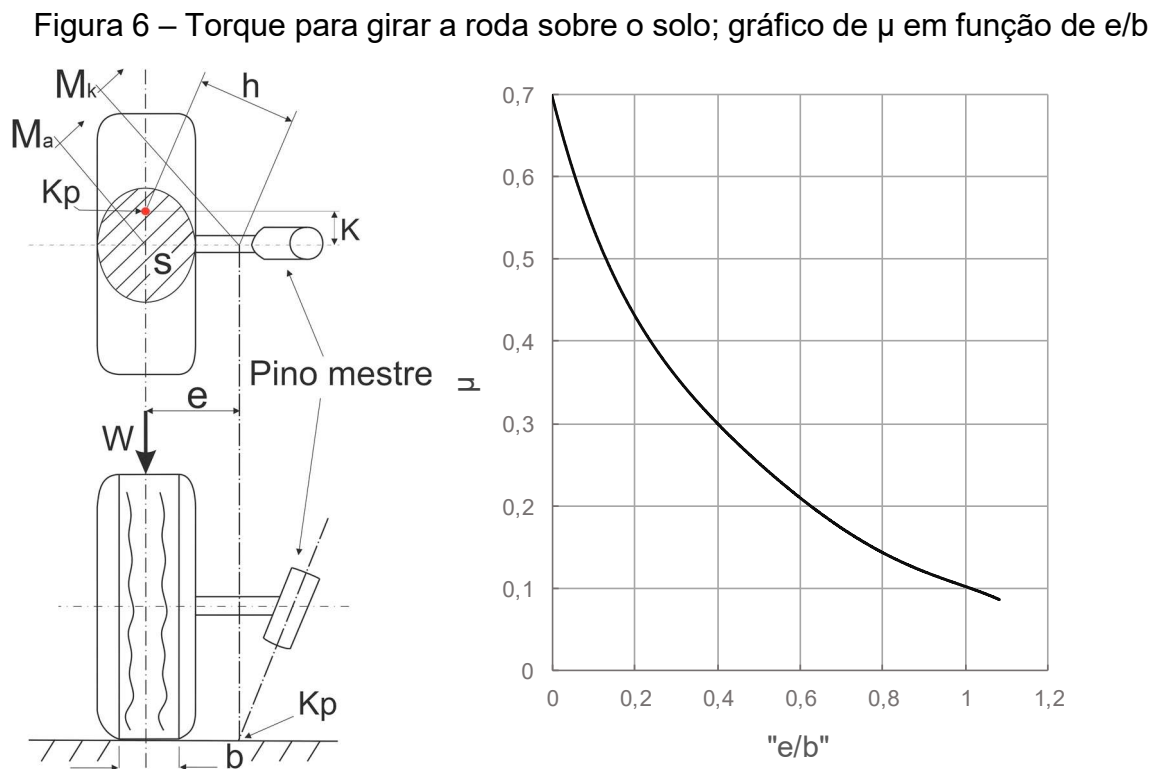
k = raio polar de giração da figura de área S [m]

O valor de  $k$ , pode ser calculado conforme a Eq. 5.

$$k^2 = \frac{b^2}{8} \text{ [m]} \quad (5)$$

Onde:

$b$  = Largura real de contato do pneu com o solo [m]



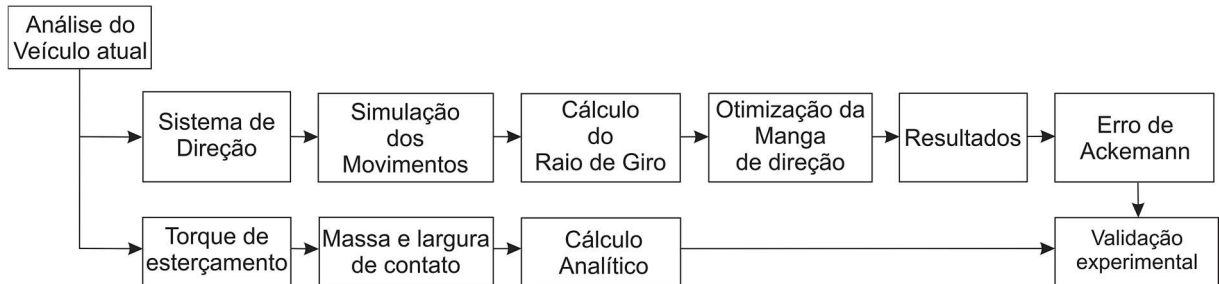
Fonte: Adaptado de Canale (1989)

Após o cálculo do valor de “ $M_k$ ”, analisa-se então a distribuição dos esforços que ocorrem no sistema de esterçamento de um veículo.

### 3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Nesta seção serão apresentados os procedimentos experimentais do presente trabalho, que foram subdivididos em etapas conforme o fluxograma da Fig. 7 para uma melhor organização e execução dos mesmos.

Figura 7 - Fluxograma das atividades experimentais



Fonte: do Autor (2019)

As etapas foram divididas em função de dois procedimentos principais que são o sistema de direção e o torque de esterçamento.

### 3.1 SIMULAÇÃO DOS MOVIMENTOS COM SOLIDWORKS

Os dados apresentados na Tab. 1 foram determinados com o uso de um goniômetro, trena e validados por meio de modelagem 3D no *software* SolidWorks®.

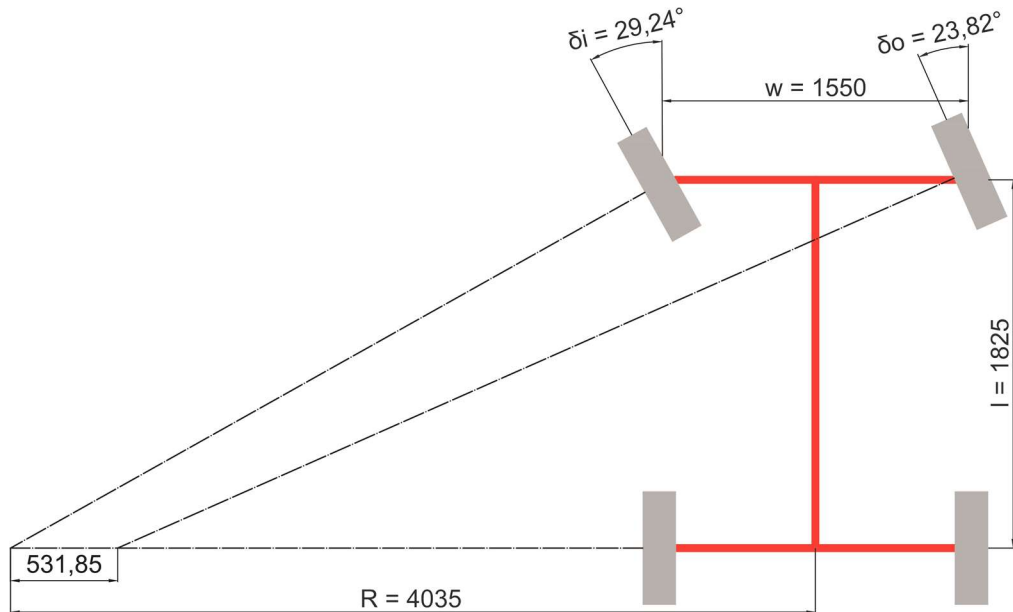
Tabela 1- Dados operacionais do veículo

Distância entre eixos l [mm]	Largura w [mm]	Largura w do projeto proposto [mm]	Giro volante Giro [°]	Raio de giro R [mm]	Roda interna $\delta_i$ [°]	Roda Externa $\delta_o$ [°]
1825	1400	1550	1010	4035	28,86	23,90

Fonte: do Autor (2019)

Atualmente o veículo Mobilis Li conta com uma manga de eixo incapaz de atender a geometria de Ackermann tanto na bitola w original de 1400 mm como na de 1550 mm, adequada para a acomodação da cadeira de rodas. A Fig. 8 demonstra essa incapacidade do sistema de direção com o veículo possuindo largura de 1550 mm.

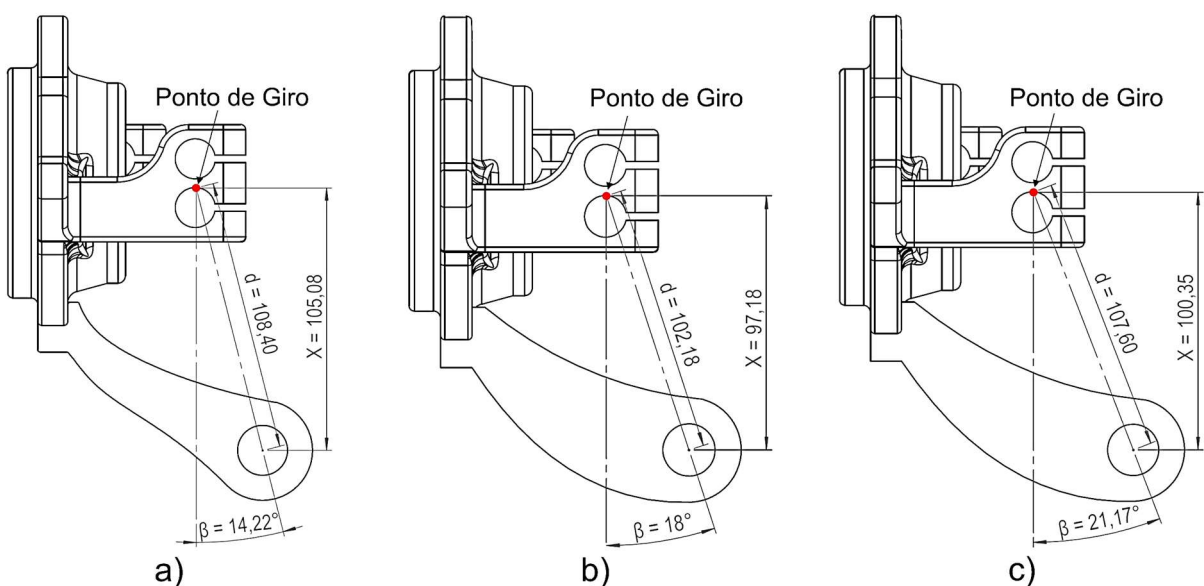
Figura 8 – Raio de giro. Modelo de Manga I



Fonte: do Autor (2019)

Na Fig. 8, percebe-se que o raio de giro da roda externa à curva não coincide no mesmo ponto que a roda interna. Para adequar este sistema pode-se fazer alterações quanto ao comprimento da manga ( $d$ ) e ângulo ( $\beta$ ) que a manga se localiza diante ao ponto de giro. Para melhor ilustração, a Fig. 9 a), demonstra o ângulo e dimensões originais.

Figura 9 – a) Modelo I; b) Modelo II; c) Modelo III.



Fonte: do Autor (2019)

O Modelos de Manga II e III representam as alterações realizadas. A redução da distância “d” proporciona maior ângulo de esterçamento das rodas com o mesmo curso de cremalheira. O ângulo  $\beta$  torna-se responsável pela adequação a Ackermann, pois sua alteração modifica a capacidade de girar mais uma roda que a outra.

### 3.2 OTIMIZAÇÃO DA GEOMETRIA DE ACKERMANN UTILIZANDO O SOFTWARE EXCEL®

Através da Eq. 1 e 2, previamente descritas na seção de revisão bibliográfica, juntamente com outras informações, serão transpostas ao Microsoft Excel® utilizando as funções matemáticas presente no *software*. Esta etapa apresentará os ângulos de esterçamentos das rodas do veículo atual e do projeto proposto.  $\delta_i$  e  $\delta_o$ , sendo o primeiro referente ao ângulo de esterçamento da roda interna e externa medidos em graus ( $^\circ$ ).

Tabela 2 - Otimização do Raio de Giro em função dos ângulos de esterçamento das rodas

Raio de giro R [mm]	Atual		Proposta	
	$\delta_i$ [ $^\circ$ ]	$\delta_o$ [ $^\circ$ ]	$\delta_i$ [ $^\circ$ ]	$\delta_o$ [ $^\circ$ ]
6000	19,05	15,28	19,30	15,12
5500	20,87	16,44	21,17	16,26
5000	23,05	17,80	23,42	17,58
4500	25,71	19,39	26,16	19,13
4000	29,01	21,27	29,57	20,97
3500	33,17	23,54	33,88	23,17
3300	35,07	24,52	35,86	24,13
3000	38,51	26,32	39,44	25,86
2750	41,75	27,94	42,82	27,44
2500	45,47	29,76	46,69	29,20

Fonte: do Autor (2019)

Conforme a Tab. 2 nota-se que os ângulos de esterçamento do veículo sem a alteração para a acomodação da cadeira de rodas está em não conformidade com os ângulos descritos pelas equações. Esta tabulação é um guia para a otimização das mangas de direção, pois para dar seguimento a otimização necessita-se conhecer os ângulos de esterçamento requeridos para o projeto do veículo adaptado.

### 3.3 TORQUE DE ESTERÇAMENTO

Para efetuar os cálculos referentes ao torque de esterçamento, necessita-se conhecer algumas características do veículo. Os dados adquiridos nesta etapa foram através de *software* e experimentos, realizados no próprio laboratório da instituição, NME (Núcleo da Mobilidade Elétrica).

Na Eq. 3 utiliza-se a massa do automóvel, para isso foram utilizadas duas balanças digitais com capacidade de até 150 kg, e resolução de 0,1 kg. As balanças foram colocadas sob as rodas dianteiras e traseiras do veículo, obtendo dessa forma a massa de cada parte do veículo e conseqüentemente a distribuição de carga, e indiretamente pelo somatório das massas obtém-se a massa total do veículo.

Tabela 3 – Massa total do Veículo

Nº Medidas	Massa Total do veículo		
	Sem carga [kg]	Com carga (90) [kg]	Com carga (155) [kg]
1	352,5	441	505,2
2	353,7	440,6	505,6
3	355,9	440,2	506,1
Média	354	440,6	505,57

Fonte: do Autor (2019)

Tabela 4 - Distribuição de massa com e sem carga

Nº Medidas	Dianteira			Traseira		
	Sem carga [kg]	Com carga (90) [kg]	Com carga (155) [kg]	Sem carga [kg]	Com carga (90) [kg]	Com carga (155) [kg]
1	200,6	238,5	263,7	151,9	202,5	241,5
2	202,6	236,8	264,1	151,1	203,8	241,5
3	204,3	236,9	264,1	151,6	203,3	242,0
Média	202,5	237,4	263,97	151,5	203,2	241,6

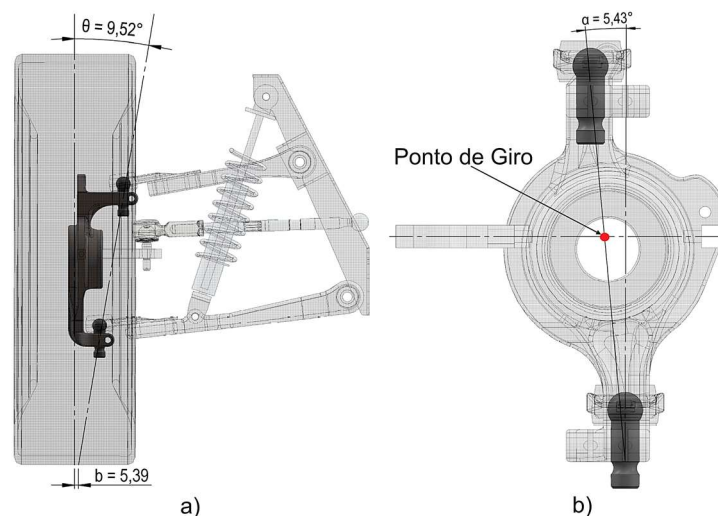
Fonte: do Autor (2019)

Visualizando a Tab. 3, percebe-se que a massa do veículo sem passageiros corresponde a 354 kg e com passageiros (155 kg) 505,6 kg, possuindo uma distribuição de 57,20% para a parte dianteira e 42,8% para a traseira, considerando o veículo sem carga. A distribuição de massa do veículo com carga (90 kg) ficou com a

seguinte distribuição: parte dianteira com 53,88% e traseira de 46,12% e com carga de 155 kg ficou: parte dianteira com 52,22% e traseira de 47,78%.

Na Eq. 4, faz-se uso da distância de rolamento ou *scrub*, nomeado de “e”, obtido por meio do desenho 3D modelado no SolidWorks®, conforme demonstra a Fig. 10, e ainda se percebe a inclinação do pino mestre, distância de rolamento, ângulo de cáster e também o ponto de giro da roda quando estiver em esterçamento.

Figura 10 – a) Inclinação do Pino Mestre e distância de rolamento;  
b) Ângulo de Caster



Fonte: do Autor (2019)

O ângulo  $\theta$ , também chamado de Inclinação do pino mestre, influencia diretamente na distância “b”, nomeada de distância de rolamento conforme a Fig. 10 a). Vale ressaltar que os fatores que podem ocasionar a variação da distância “b” seriam: inclinação do pino mestre, largura do pneu, posicionamento da montagem da roda. Diante destes fatores, é possível afirmar que utilizando um pneu com largura nominal de 165 mm e possuindo um ângulo  $\theta$  de  $9,52^\circ$ , a distância de rolamento é de 5,39 mm.

Na Fig. 10 b), está demonstrando o ângulo de cáster, que é medido utilizando uma linha de centro entre as juntas superior e inferior e tendo como referência um plano vertical, obtendo um valor  $\alpha = 5,43^\circ$ , caracterizado por convenção como positivo. O círculo em vermelho na Fig. 10 b) é o ponto de giro que as rodas fazem de referência no momento do esterçamento. Para encontrar este ponto deve-se traçar linhas de

centro semelhante ao ângulo de cáster e projetar outra linha de centro que partirá da fixação entre a manga de eixo e a barra de direção até encontrar a linha de cáster.

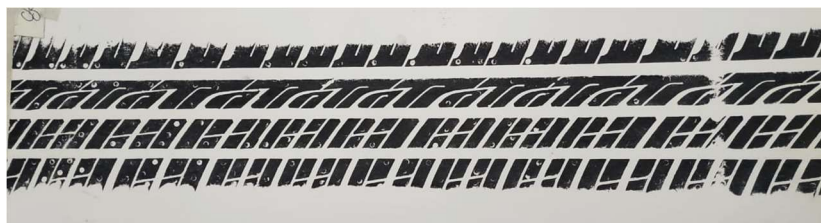
Dando seguimento ao cálculo, na Eq. 5, necessita-se obter a largura real de contato do pneu com o solo, para obter este dado foram utilizados os itens abaixo:

- tinta de Carimbo;
- fabricação de uma “almofada de carimbo”;
- folhas de papel brancas;
- calibrador de pneus.

A almofada e tinta de carimbo serviram para “pintar” o pneu e após esse procedimento transitava-se com o veículo por cima das folhas brancas, deixando assim a marca de contato do pneu com o solo. Com o uso do calibrador reduziu-se a pressão interna dos pneus para avaliar como estes se iriam variar a largura real contato em diferentes calibrações.

Iniciou-se com a calibragem mais alta, de 38 psi e reduziu-se 2 psi a cada teste completo até chegar em 24 psi, o pneu utilizado tinha como recomendação de pressão máxima o valor de 44 psi. Após o teste, a medição foi feita com uso de um paquímetro e a Fig. 11 mostra um exemplo das marcas na folha de Papel.

Figura 11 - Largura real de contato do pneu



Fonte: do Autor (2019)

A partir deste experimento, foram obtidas as dimensões de largura de contato do pneu com o solo, sendo realizada uma média de 5 medições em cada calibragem, e exibidas conforme a Tab. 5.



Tabela 5 - Largura real de contato do pneu

Nº Medidas	Largura de contato "b" variando a calibragem do pneu							
	24	26	28	30	32	34	36	38
1	91,8	91,1	90,9	91,65	89,65	89	89,4	88,05
2	92,6	91,6	90,65	91,3	91,2	89,25	89,2	87,7
3	91,7	91,7	89,9	89,7	91,3	89,15	87,9	87,6
4	93,4	90,1	91,1	89,2	88,6	89,45	89,15	87,45
5	92,65	91,8	91,6	90,3	89,35	90,1	88,05	88,65
Média	92,43	91,26	90,83	90,43	90,02	89,39	88,74	87,89

Fonte: do Autor (2019)

Ao longo da Tab. 5, verificou-se que o comportamento da largura de contato em função da variação da calibragem ficou dentro do esperado, com o aumento da pressão de insuflagem ocorreu a diminuição da área de contato do pneu.

A validação experimental do cálculo analítico do torque de esterçamento será utilizado um dinamômetro com uma faixa de medição de 0 kg até 40 kg e uma resolução de 0,1 kg. Um lado do dinamômetro foi posicionado no furo da manga de eixo (mesmo ponto de fixação da barra de direção) e o lado foi fixado na cremalheira. Desta forma é imposto um torque pelo do volante do veículo e a carga que estaria agindo sobre a barra caso ela estivesse no carro agora seria aferido pelo dinamômetro.

Os cálculos analíticos de torque de esterçamento e procedimentos experimentais foram realizados utilizando o valor da massa de aproximadamente 118,7 kg. Os pneus foram calibrados à uma pressão de 30 psi para efetuar o procedimento experimental em função de ser a mais usual e recomendada pelo fabricante.

### 3.4 ERRO DE ACKERMANN

O procedimento ocorreu da seguinte forma: foi adotado que a caixa de direção não irá se alterar para a escolha do modelo de manga, ou seja, não irá sofrer alterações quanto ao curso máximo. Para cada modelo de manga foi efetuada uma montagem no *software* SolidWorks® e analisados os ângulos de esterçamento que cada modelo proporcionaria. O foco em cada simulação das mangas é verificar o ângulo de esterçamento máximo de ambas as rodas e quantos graus cada roda

rotacionava quando o volante fazia um giro de  $56,25^\circ$  até chegar ao seu limite de  $506,25^\circ$ .

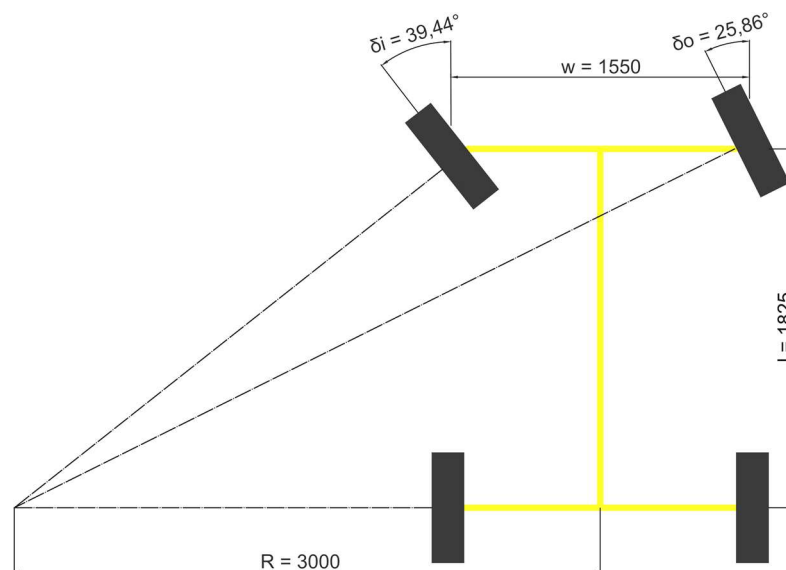
#### 4. RESULTADOS E ANÁLISES

Esta etapa apresenta de forma sucinta os resultados, as análises, tabulações e gráficos sobre os experimentos realizados.

##### 4.1 SIMULAÇÃO DOS MOVIMENTOS COM SOLIDWORKS®

O modelo de manga II representado pela Fig. 12 foi o que proporcionou um menor raio de giro (3000 mm), esta redução ocorreu pela diminuição da distância “X”.

Figura 12 – Raio de giro Manga II

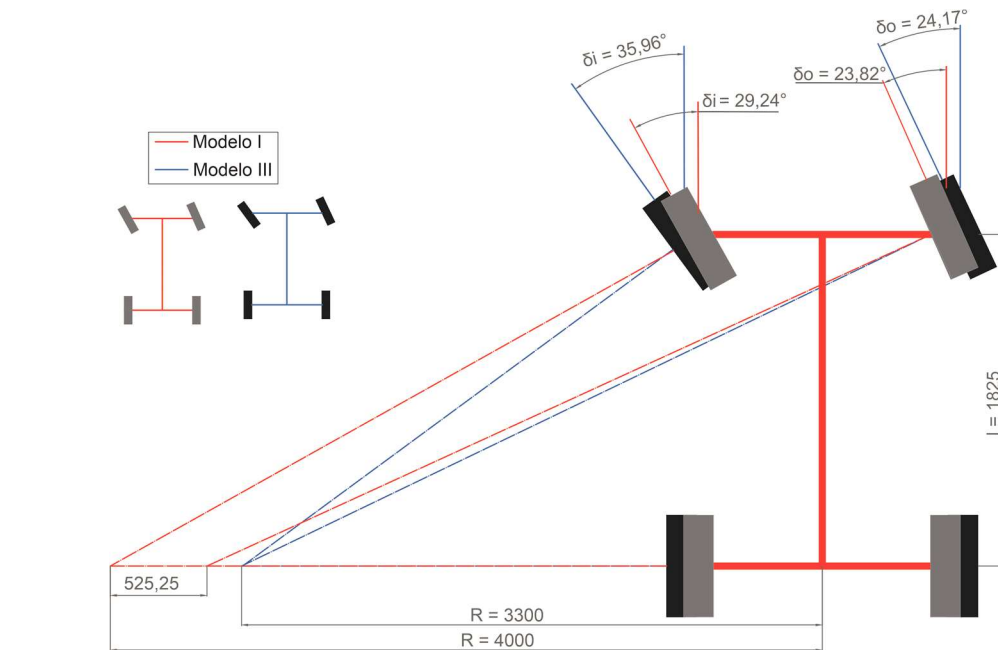


Fonte: do Autor (2019)

Por meio da Fig. 9, apresentada em procedimentos experimentais, relaciona-se que uma diminuição de aproximadamente 8 mm na distância “X” proporcionou uma redução no raio de giro em torno de 1000 mm. A modificação no ângulo  $\beta$  de  $14,22^\circ$  para  $18^\circ$  proporcionou aos ângulos de esterçamento  $\delta_i = 39,44^\circ$  e  $\delta_o = 25,86^\circ$  estarem em conformidade com a geometria requerida.

Na Fig. 13 é realizada uma comparação entre o modelo de manga I (original) e o III (modificado).

Figura 13 - Comparativo entre o veículo atual e o projeto proposto.



Fonte: do Autor (2019)

Conforme a Fig.13, nota-se que o ângulo de giro da roda externa varia pouco apesar de o veículo ter sofrido o aumento da bitola, de 1400 mm para 1550 mm, isto demonstra como o veículo atual não está adequado.

Executando as modificações necessárias para a adequação da geometria trapezoidal que consistiram na alteração do ângulo  $\beta$ , proporcionou ao projeto da manga III não haver mais o desencontro das linhas de raio de giro presentes no projeto original (manga I). A redução de aproximadamente 5 mm da distância “X” proporcionou a redução do centro de rotação em 700 mm.

#### 4.2 TORQUE DE ESTERÇAMENTO

Um dos resultados deste estudo é encontrar o torque de esterçamento a partir de cálculos analíticos e por meio de procedimentos experimentais. Na Tab. 6, verifica-se que o torque  $M_k$  está variando conforme os modelos de Mangas desenvolvidos e também conforme a calibragem do pneu.

Tabela 6 - Variação do torque de esterçamento conforme o modelo de manga e calibragem

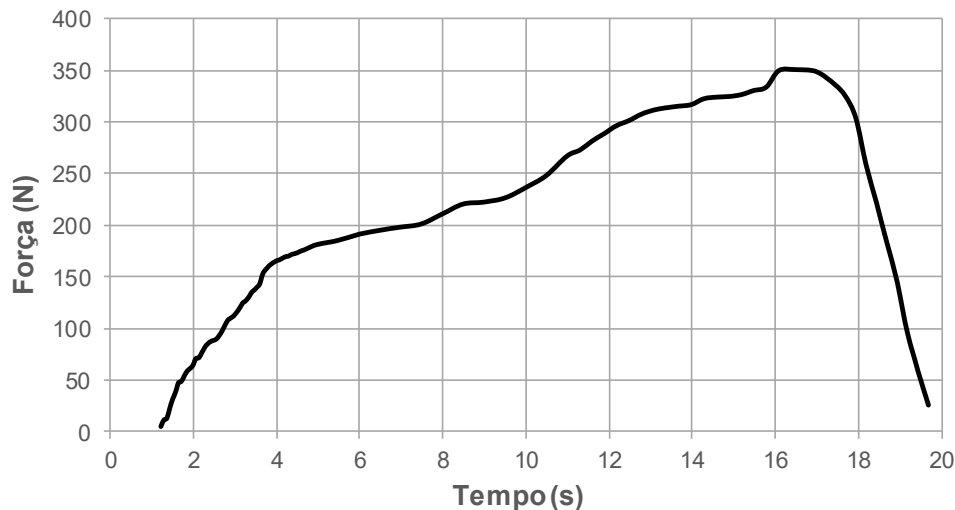
Calibragem [psi]	$M_k$ [N.m]	Força Barra de direção Modelo I [N]	Força Barra de direção Modelo II [N]	Força Barra de direção Modelo III [N]
24	37,387	344,90	384,72	372,56
26	37,352	344,57	384,35	372,21
28	37,339	344,46	384,23	372,09
30	37,328	344,35	384,11	371,97
32	37,316	344,24	383,99	371,86
34	37,298	344,08	383,81	371,68
36	37,280	343,91	383,62	371,50
38	37,258	343,71	383,39	371,28

Fonte: do Autor (2019)

A variação do torque  $M_k$  alterando a calibragem do pneu não se mostrou muito influente devido à distância de rolamento “b” e à massa do veículo ser demasiadamente pequena. Porém, com a mudança dos modelos de mangas, nota-se uma diferença significativa, sendo que o modelo I remete ao projeto inicial do veículo, o modelo II a uma alternativa que busca obter um maior ângulo de esterçamento e o modelo III a uma opção intermediária entre os dois modelos anteriores.

A Fig. 14 demonstra o resultado da medição da carga presente no momento do esterçamento das rodas

Figura 14 – Força x Tempo



Fonte: do Autor (2019)

Percebe-se pela Fig. 14 que o aumento da carga em função do tempo ocorreu até atingir o ponto máximo que foi em torno de 350 N, este ponto máximo de carga representa a iminência do pneu ao movimento de esterçamento. Logo que a roda começou a rotacionar o teste estava completo.

#### 4.3 ERRO DE ACKERMANN

Para a seleção correta do modelo de manga a ser utilizado, deve-se avaliar o erro médio que cada modelo proporciona. Foi realizada uma tabulação como demonstra a Tab. 7, contendo o giro do volante, os modelos de mangas e seus respectivos erros médios. Pois, com o erro médio de Ackermann, é possível avaliar qual projeto irá se adequar melhor para a proposta do veículo, sendo iniciada a análise tomando-se como base o modelo atual, nomeado como modelo I.

Tabela 7 - Variação de  $\delta_i$ ,  $\delta_o$  e erro médio

Giro do Volante [°]	Modelo I			Modelo II			Modelo III		
	$\delta_i$ [°]	$\delta_o$ [°]	Erro [%]	$\delta_i$ [°]	$\delta_o$ [°]	Erro [%]	$\delta_i$ [°]	$\delta_o$ [°]	Erro [%]
56,25	2,77	2,72	2,03	3,04	2,96	1,55	2,93	2,84	1,12
112,50	5,61	5,40	4,16	6,18	5,86	3,23	5,97	5,62	2,43
168,75	8,51	8,06	6,12	9,45	8,71	4,72	9,13	8,35	3,57
225,00	11,51	10,69	7,88	12,87	11,52	5,98	12,46	11,03	4,48
281,25	14,63	13,32	9,44	16,51	14,31	6,93	16,01	13,69	5,10
337,50	17,90	15,94	10,75	20,43	17,09	7,51	19,88	33	5,31
393,75	21,37	18,56	11,80	24,78	19,85	7,56	24,19	18,95	4,94
450,00	25,11	21,18	12,51	29,81	22,61	6,78	29,27	21,56	3,58
506,25	29,24	23,82	12,77	36,17	25,38	4,32	35,96	24,17	0,02
528,75	-	-	-	39,44	25,86	0,08	-	-	-
Erro Médio			7,75			4,87			3,39

Fonte: do Autor (2019)

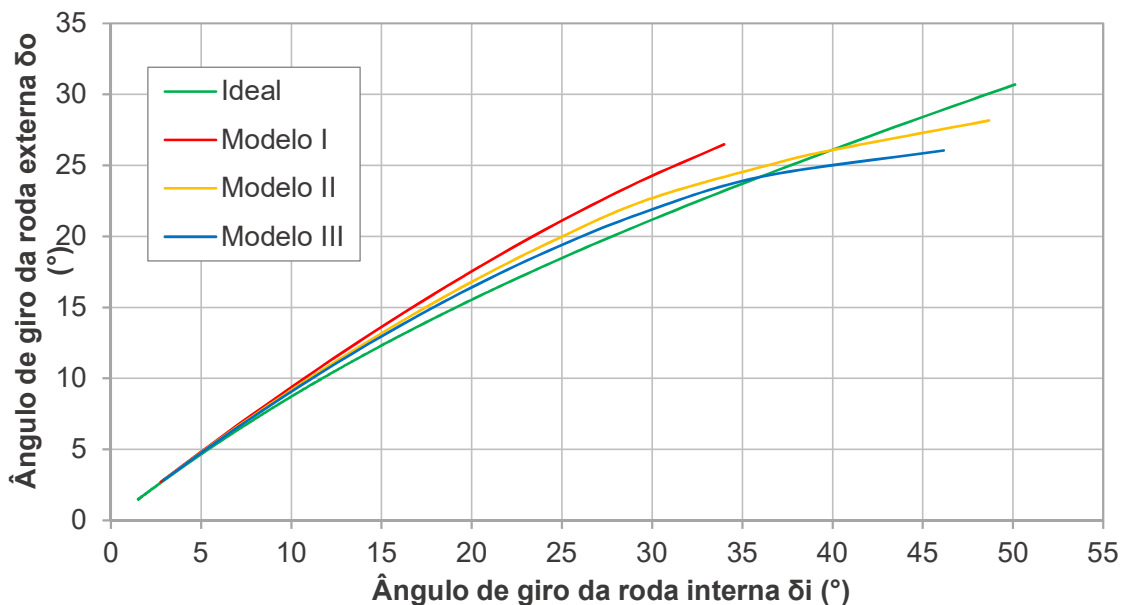
Este modelo atual de manga (I), que possui ângulo  $\beta = 14,22^\circ$ , irá atender a geometria de Ackermann quando as rodas estiverem com um ângulo de esterçamento exagerado, ao ponto que, por limitações de movimento mecânica, não irão ocorrer.

Os modelos II e III são adequados conforme a geometria de Ackermann, porém as diferenças entre eles são o momento que esse efeito irá ocorrer. Na manga de

modelo II, ocorrerá quando a roda interna esterçar  $39,87^\circ$ , e para isso a distância X teve que ser diminuída e irá ocasionar um aumento do torque de esterçamento. Então o modelo III ficou como uma opção intermediária, entre o modelo original e o II, possuindo um maior esterçamento que o original, necessitando, a roda interna, esterçar  $35,96^\circ$  e a interna  $24,17^\circ$ . Vale salientar que  $506,25^\circ$  é o giro máximo do volante e foi tabulado extrapolando o giro para  $528,75^\circ$ , que seria o ângulo de giro de volante requerido pela manga II para atender a Geometria de Ackermann.

Com o objetivo de auxiliar na visualização do erro existente ao cumprir a condição imposta, foi plotado um gráfico contendo 4 curvas, ideal, modelo I, II e III. Sendo que a curva “ideal” representa os esterçamentos ideais entre a roda externa e interna conforme demonstra a Fig. 15.

Figura 15- Erro de Ackermann



Fonte: do Autor (2019)

Percebe-se na Fig. 15, que, quando se inicia o movimento de rotação do volante e as rodas começam a esterçar, o sistema está em conformidade com Ackermann, até aproximadamente  $10^\circ$ , tomando como base a roda interna  $\delta_i$ .

Após esta faixa inicial, a diferença entre o modelo real e ideal aumentam, ficando em não conformidade durante uma determinada faixa de rotação do volante. As curvas irão convergir caso o sistema seja bem dimensionado, como demonstra as curvas dos modelos II e III.

Apesar dos modelos II e III estarem bem projetados para o veículo, afirma-se que o método para atingir a condição ideal, conhecido previamente como geometria trapezoidal, mostra-se não ser ideal ao longo de todo o esterçamento. Mas ainda é a que mais se aproxima dos resultados esperados em teoria, em condições reais essa geometria torna-se mais complexa, visto que o sistema de direção deverá trabalhar juntamente com o sistema de suspensão do veículo.

## 5. CONCLUSÕES

Ao analisar os dados obtidos nos experimentos e simulações, é possível tirar as seguintes conclusões:

- A alteração do Modelo de Manga I para o III possibilitará uma redução do raio de giro do veículo em aproximadamente 18,75 % e um aumento no torque exigido para o esteçamento em 8,02 %. O erro de Ackermann deixaria de ser 7,75 % e passaria para 3,39 %, uma melhora de 4,36 pontos percentuais.
- Pode-se afirmar que quanto maior o ângulo  $\beta$  menor será o esterçamento necessário para atingir o ponto de Ackermann ideal, e quanto menor a distância “X” maior será o esterçamento das rodas e conseqüentemente exigirá um maior torque.
- Por meio do equacionamento, notou-se que a distância de rolamento “b” e a massa do veículo têm grande influência no torque exigido para o esterçamento das rodas.
- Para medir a largura real de contato do pneu, foram realizadas algumas tentativas com métodos diferentes. Sendo que na primeira tentativa utilizou-se graxa em pasta para “pintar” o pneu, e com o tempo o papel absorveu a graxa e borrou as marcas. Portanto o método com tinta de carimbo se mostrou mais eficiente, resolutivo e preciso, pois a medida não se alterou com o passar do tempo e ficou mais fácil de visualizar as medidas.
- A largura real de contato dos pneus diminuiu quase que de forma linear conforme aumenta a pressão do pneu, pelo menos nas calibrações aferidas.
- A montagem das barras de direção pela geometria trapezoidal é o tipo que mais se aproxima da condição ideal.
- O *software* SolidWorks® se mostrou bastante útil para iniciar os estudos de simulação dos movimentos e compreensão do funcionamento de todo o

sistema de direção e suspensão. Porém, para a otimização da geometria trapezoidal, não foi possível utilizá-lo de modo automatizado, sendo necessário realizar as modificações de dimensões manualmente.

- A medição com dinamômetro proporcionou um erro de 2 % em relação ao cálculo analítico.
- Verificou-se que para o caso em questão que a calibragem dos pneus não afetou significativamente o cálculo do torque de esterçamento.
- Futuramente, espera-se a otimização da relação da caixa de direção, e o desenvolvimento de novos sistemas inovadores que facilitem a condução do veículo como por exemplo: o uso do controle remoto do tipo “Joystick”.

## 6. REFERÊNCIAS

ANSARA, A. S. *et al.* Optimization of Front Suspension and Steering Parameters of an Off-road Car using Adams/Car Simulation. **International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)**, Alexandria, p. 6, 09 September 2017.

BABU, D. S.; FARUG, H.; MUKHERJEE, . Design & Analysis of steering system for a formula student car. **International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology**, Tamilnadu, p. 7, April 2017.

BARTON, D. C.; FIELDHOUSE, J. D. **Automotive Chassis Engineering**. Cham: Springer, v. 1, 2018.

BASTOW, ; HOWARD,. **Car Suspension and Handling**. Third Edition. ed. [S.I.]: Society of Automotive Engineers, 1993.

BLUNDELL, ; HARTY,. **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. 2nd Edition. ed. [S.I.]: Butterworth Heinemann, 2014.

BORSE, *et al.* Design and Manufacturing of an effective steering system for ATV and performance enhancement using yoke-nut assembly. **Internacional Journal of Research in Advent technology**, Maharashtra, p. 9, March 2016

CANALE, Antonio Carlos. **Automobilística: dinâmica e desempenho**. São Paulo: EESC - USP; 1989.

DHURI, *et al.* **Selection, Modification And Analysis of Steering Mechanism For An All Terrain Vehicle**. [S.I.].

FERNANDES,. **ESTUDOS EM SISTEMAS DE DIREÇÃO VEICULAR**. Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 99. 2005.



- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis**. Springer, v. 1, 2009.
- GILLESPIE, D. T. **Fundamental of Vehicle Dynamics**. 1. ed. 1992.
- HARRER, M.; PFEFFER,. **Steering**. 1. ed. Munich: [s.n.], 2017. 569 p.
- HEßING, B.; ERSOY, M. **Chassis Handbook**. 1. ed. [S.I.]: Springer, 2011. 611
- HSU, Y.-H. **Estimation and control of lateral tire forces**. Stanford University. [S.I.]. 2009.
- JAZAR, R.. **Vehicle Dynamics**. Third Edition. ed. Gewerbestrasse , 2017.
- KAJIWARA, S. **New Suspension Mechanism Using Camber Thrust for a Formula Car**. World Academy of Science, Engineering and Technology. [S.I.]. 2014.
- LEAL,. **PROJETO DA MANGA DE EIXO DE UM PROTÓTIPO DO TIPO FORMULA SAE**. Universidade Federal de Santa Maria. Santa Maria, p. 60. 2015.
- MAHALE, R. S. **Design of Steering Gear System in Automobiles**. Savitribai Phule Pune University. [S.I.]. 2018.
- MIHAILIDIS, A. *et al.* **The design of a Formula Student race car: a case study**. Aristotle University of Thessaloniki. Greece. 2008.
- MUELLER,. **FULL VEHICLE DYNAMICS MODEL OF A FORMULA SAE RACECAR USING ADAMS/CAR**. Texas A&M University. Texas. 2005.
- NICOLAZZI, L. C. **Dinâmica Veicular**. Florianópolis: [s.n.], 2005.
- PEETZ, R. A.. **Projeto de uma caixa de direção para um protótipo Baja**. Fundação Municipal de Ensino de Piracicaba. Piracicaba, p. 47. 2018.
- POPA,. **Steering System and Suspension Design for 2005 Formula SAE-A Racer Car**. Southern Queensland, p. 133. 2005.
- RAJVARDHAN, P. R.; SHANKAPAL, R. S.; VIJAYKUMAR,. **EFFECT OF WHEEL GEOMETRY PARAMETERS ON VEHICLE STEERING**, 2010.
- ROETHOF, *et al.* **Influence of Active Camber Control on Steering Feel**. Delft Univ. of Technology. [S.I.]. 2016.
- STIMSON, *et al.* **2015-2016 SAE Baja Major Qualifying Project Final Report**.
- THEANDER,. **Design of a Suspension for a Formula Student Race Car**. VEHICLE DYNAMICS AERONAUTICAL AND VEHICLE ENGINEERING ROYAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY. Sweden, p. 74. 2004.

TOMAR, *et al.* Design and fabrication of BAJA SAE India all terrain vehicle. **Research Gate**, p. 7, June 2012.

VIEGAS, B. C. **ANÁLISE NUMÉRICA DE MANGAS DE EIXO PARA VEÍCULO BAJA SAE**. UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA. Brasília, p. 156. 2016.

VO, . **Variable Caster Steering**. School of Engineering College of Science, Engineering and Health RMIT University. [S.I.]. 2017.

WESSELS, E. **2017 Bearcats Baja SAE – Steering System**. University of Cincinnati. [S.I.]. 2017.

### **AGRADECIMENTOS**

Ao professor Me. Fábio Peruch, pela orientação deste estudo e fornecimento dos laboratórios para a realização do trabalho. Ao professor Richard, cuja visão crítica contribuiu para engrandecer o trabalho. À minha família pelo incentivo e a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho.