



**ANTÔNIO LUIZ MAIA NETO
PAULO FONSECA DALCIN**

**ANÁLISE DE PARÂMETROS DE UM SISTEMA DE
DIREÇÃO DO TIPO PINHÃO-CREMALHEIRA
APLICADO EM UMA GEOMETRIA DE
ACKERMANN**

**LAVRAS – MG
2022**

**ANTÔNIO LUIZ MAIA NETO
PAULO FONSECA DALCIN**

**ANÁLISE DE PARÂMETROS DE UM SISTEMA DE DIREÇÃO
DO TIPO PINHÃO-CREMALHEIRA APLICADO EM UMA
GEOMETRIA DE ACKERMANN**

Artigo Científico apresentado
à Universidade Federal de
Lavras, como parte das
exigências do Curso de
Engenharia Mecânica, para a
obtenção do título de Bacharel.

Prof. Dr. Fábio Lucio Santos
Orientador

**LAVRAS – MG
2022**

RESUMO

A geometria de um sistema de direção tem grande influência no comportamento de um veículo de baixa velocidade e também na resposta para o piloto. A geometria de Ackermann é utilizado para tais veículos, como é o caso de protótipos monopostos do tipo Mini Baja e veículos de passeio. Analisando a influência do posicionamento do sistema de direção no chassi de um veículo, pode-se determinar a influência isolada de tal sistema em um projeto genérico de direção. O presente artigo tem como objetivo apresentar os resultados da análise da influência de diferentes configurações de geometria de Ackermann em um veículo monoposto, validar um modelo desenvolvido em software de modelagem 3D e determinar a importância do posicionamento de um sistema de direção isolado do restante da geometria de suspensão. Com os resultados, foi possível validar o modelo desenvolvido no software e concluir que apenas dois parâmetros, raio de curvatura e comprimento do link de direção, possuem alta relevância em um projeto isolado de direção.

Palavras-chave: Geometria de Ackermann. Modelagem 3D. Mini Baja.

ABSTRACT

The geometry of a steering system has a huge influence on the behavior of a low-speed vehicle and also on the response to the driver. Ackermann's geometry is used for this vehicle, such as "Mini Baja" single-seater prototypes and passenger vehicles. By analyzing the influence of the positioning of the steering system on the chassis of a vehicle, it's possible determinate the isolated influence of such system in a generic steering design. This article aims to present the results of the analyze of the influence of different Ackermann geometry configuratins on single-seater vehicle, validate the model developed in 3D modeling software and determinate the importance of positioning on isolated steering system from the rest of the suspension geometry. With the results, it was possible validate the model developed in the software and conclude that only two parameters, turn radius and tie rod linkage length have high importance in an isolated steering system project,

Key-Words: Ackermann Geometry. 3D Software. "Mini Baja".

1. INTRODUÇÃO

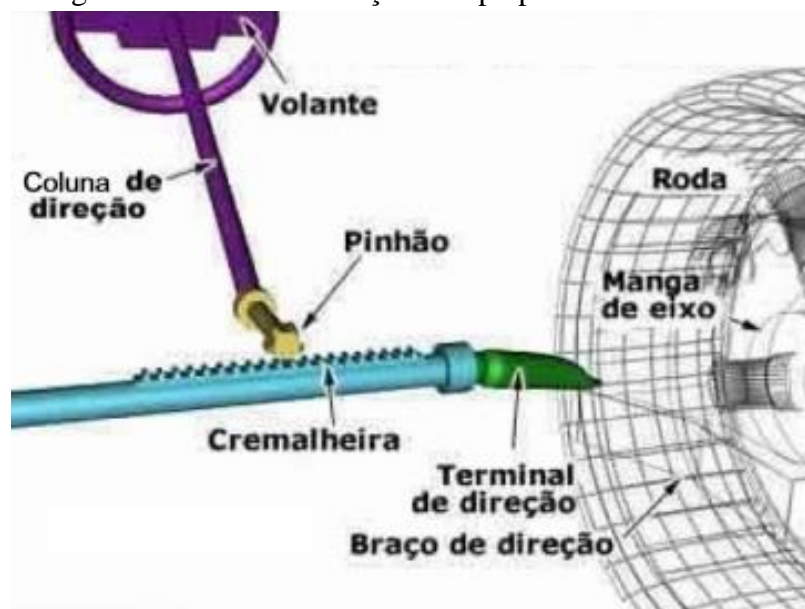
A função do sistema de direção é esterçar as rodas dianteiras em resposta do comando do piloto a fim de fornecer ao mesmo um comando direcional do veículo. Este sistema pode ser desenvolvido de diferentes maneiras, como por exemplo sendo utilizado sistema mecânico do tipo pinhão e cremalheira (GILLESPIE,1992).

O sistema de direção usado em veículos varia amplamente no projeto, mas são funcionalmente similares. As conexões do volante pelos eixos e juntas universais tem o propósito de transformar o movimento rotativo do volante para um movimento translacional para esterçar as rodas (GILLESPIE,1992).

O sistema do tipo pinhão e cremalheira é popularmente utilizado em carros de passeio. Sua vantagem engloba desde baixa complexidade até fácil acomodação em chassis de veículos (GILLESPIE,1992).

Com relação ao sistema de pinhão e cremalheira, o sistema consiste em um pinhão ligado à coluna de direção que transforma o movimento rotativo, proveniente do giro do volante, para uma cremalheira que desloca linearmente. Duas barras de direção conectam a cremalheira até a manga de eixo, transferindo um movimento rotativo para as rodas (BLUNDELL, 2014).

Figura 1- Sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira

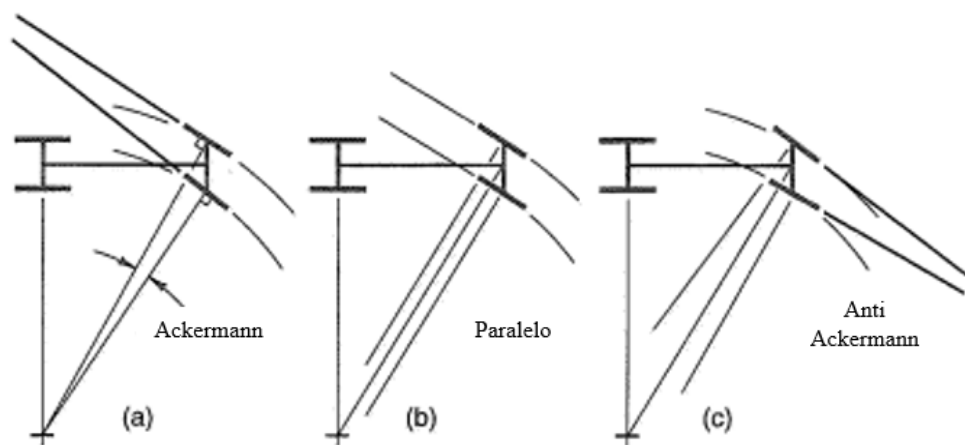


Fonte: (ADAPTADO DE CORRÊA, 2019)

Para a geometria de direção, pode-se ter três configurações diferentes, determinada pelo ângulo das rodas interna e externa. A primeira configuração, geometria de Ackermann, é

usualmente utilizada para veículos de passeio, onde tem-se uma diferença significativa entre os ângulos das rodas interna e externa, sendo que a interna possui um ângulo maior que o ângulo da roda externa. Para o segundo caso, geometria paralela, a condição proposta é que as rodas interna e externa tenham sempre o mesmo ângulo ao realizar uma curva. No terceiro e último caso possível, geometria anti Ackermann, a proposta é que a roda externa tenha um maior ângulo quando comparado a roda interna, ao realizar curvas. Este terceiro tipo de geometria é usualmente utilizado para veículos de alta performance, como no caso de um veículo de Formula 1 (MILLIKEN, 1995).

Figura 2- Diferentes configurações para geometria de direção



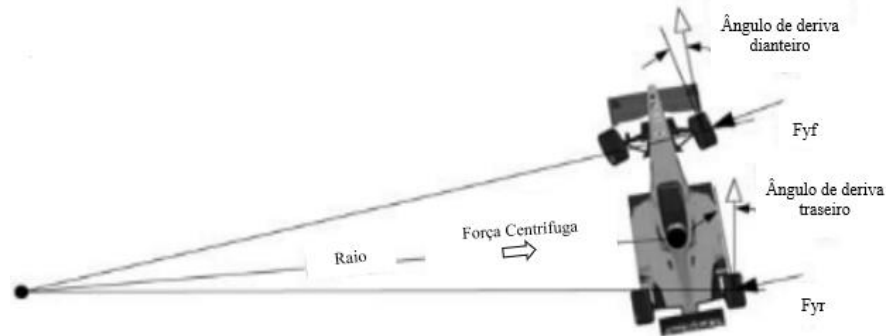
Fonte: (ADAPTADO DE MILLIKEN, 1995)

Um dos fatores principais para a escolha de utilização de um tipo de geometria de direção é o fator de transferência de carga lateral sofrida pelos pneus, e que permite com que o mesmo possa realizar curvas (MILLIKEN, 1995).

Quando um veículo está realizando uma curva, o mesmo sofre forças verticais e momento. Toda essa carga é transferida para o pneu, que precisa absorver tais cargas. À medida que a performance de um veículo aumenta em curvas, como de um carro de passeio para um carro de Formula 1, é nítido que as cargas transferidas para o pneu em curvas aumentam significativamente, devido a velocidade que os mesmos realizam curvas, refletindo diretamente nas forças transferidas ao pneu.

O ângulo de deriva faz com que o carro mude de direção durante a curva. Este ângulo é criado pois as cargas laterais que os pneus sofrem fazem com que haja um escorregamento do veículo durante a curva, mudando a trajetória previamente prescrita. (JAZAR, 2008).

Figura 3- Ângulos de deriva



Fonte: (ADAPTADO DE DEREK, 2017)

De acordo com Milliken (1992), em veículos de baixa velocidade, o ângulo de deriva é pequeno ou até mesmo desprezível, pois as curvas feitas em baixa velocidade não geram forças laterais suficientes para vencer a rigidez do pneu, justificando a utilização da geometria de Ackermann.

Já para veículos de alta velocidade o cenário não é o mesmo. Agora todos os pneus operam em um ângulo de deriva significativo e as cargas nas pista interna são muito menores que na pista externa. Com isso, o pneu externo sofre um ângulo de deriva maior e conseqüentemente um maior escorregamento. Assim, torna-se necessário que o veículo tenha uma geometria do tipo anti ackermann para compensar tal escorregamento da roda externa (MILLIKEN, 1995).

Para uma geometria de Ackermann, pode-se prever o ângulo das rodas a partir de cálculos matemáticos que envolvem quatro diferentes parâmetros, sendo eles o entre eixo do veículo, que representa a distância entre centros da roda frontal e traseira, a bitola dianteira, que representa a distância entre a roda frontal esquerda e direita e o raio de curva desejado.

Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo de desenvolver um modelo de geometria de Ackermann em software de simulação 3D e, com este, analisar a influência de todos os parâmetros de um sistema de direção do tipo pinhão e cremalheira em tal geometria.

2. MATERIAL E MÉTODOS

A definição do objeto de estudo deu-se pelo conhecimento do protótipo do tipo mini Baja, um protótipo desenvolvido por alunos da Universidade Federal de Lavras para competições universitárias. A Figura 4 representa tal veículo, construído no ano de 2020 para as competições acadêmicas dos anos seguintes.

Figura 4- Protótipo equipe Buffalo Baja UFLA



Fonte: (AUTOR, 2020)

Para um projeto isolado de direção de um protótipo simétrico, alguns parâmetros podem variar. Para o projeto em questão, considerou-se como variáveis independentes os seguintes parâmetros:

- Entre Eixos do veículo (L);
- Bitola Dianteira (C);
- Comprimento do link de direção (B);
- Posição da caixa de direção em relação à altura do veículo (H);
- Posição da caixa de direção em relação ao eixo dianteiro do veículo (O);
- Comprimento da caixa de direção (E)
- Raio de Curvatura (R);

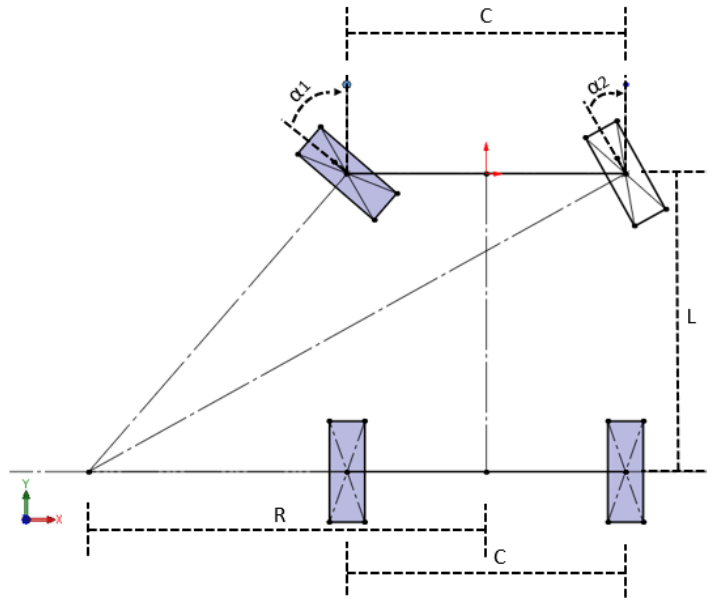
Desta forma, espera-se analisar o comportamento das variáveis dependentes em função das independentes, sendo elas:

- Ângulo da roda interna (α_1);
- Ângulo da roda externa (α_2);
- Deslocamento linear da caixa de direção (D);

Para um melhor entendimento das variáveis, a Figura 5, Figura 6 e Figura 7 mostram suas respectivas cotas e posicionamentos de cada uma delas.

Na primeira etapa, desenvolveu-se um modelo bidimensional no software Solidworks, representando o raio de curvatura de um veículo com geometria de Ackermann, bitola, entre eixos e link de direção, conforme apresentado na Figura 5.

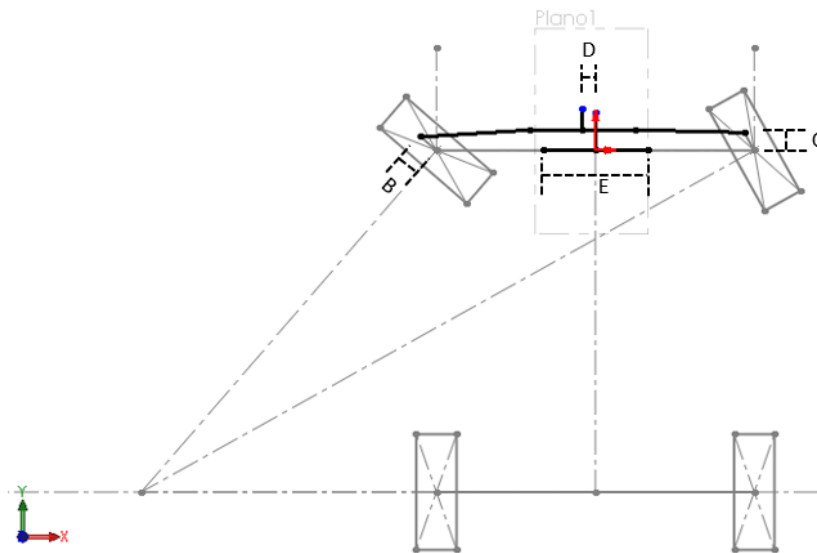
Figura 5 - Modelo bidimensional desenvolvido no software SOLIDWORKS



Fonte: (AUTOR, 2022).

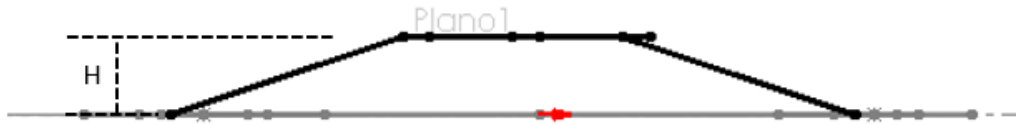
Em seguida, a partir do modelo 2 D, o modelo 3D foi definido, com a caixa de direção e braço de direção ligando aos links de direção, conforme ilustrado nas Figura 6 e Figura 7.

Figura 6 - Vista superior do modelo tridimensional desenvolvido no software SOLIDWORKS



Fonte: (AUTOR, 2022).

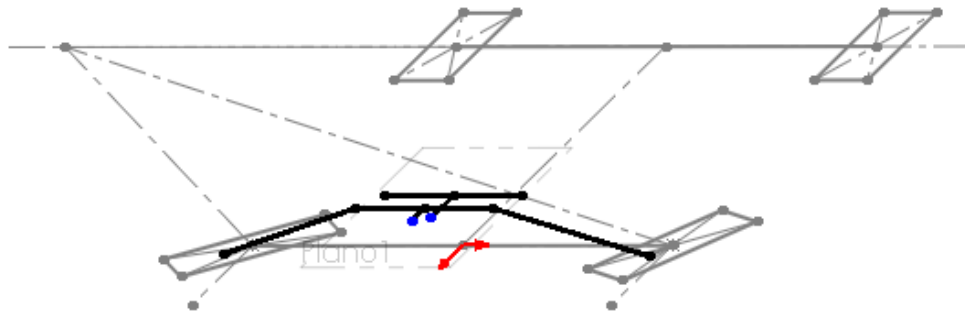
Figura 7 - Vista frontal do modelo tridimensional desenvolvido no software SOLIDWORKS



Fonte: (AUTOR, 2022)

A Figura 8 mostra uma visão isométrica do modelo para o melhor entendimento das 3 vistas demonstradas anteriormente, onde é feita uma simulação de curva.

Figura 8 - Vista isométrica do modelo tridimensional desenvolvido no software SOLIDWORKS



Fonte: (AUTOR, 2022)

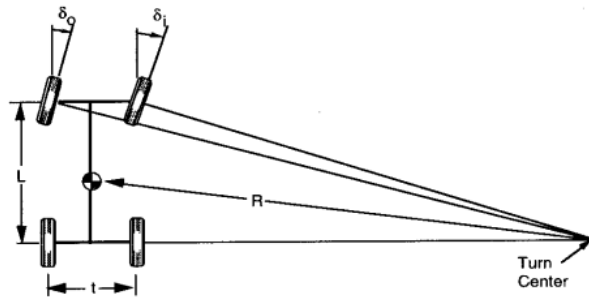
Tendo as equações e modelo desenvolvidos por Gillespie (1992), conforme Figura 9, que descrevem os ângulos das rodas, será feita a validação do modelo bidimensional desenvolvido e apresentado anteriormente.

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{L}{(R + t/2)} \cong \frac{L}{(R + t/2)} \quad (2.1)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{(R - t/2)} \cong \frac{L}{(R - t/2)} \quad (2.2)$$

Sendo δ_o o ângulo da roda externa, δ_i o ângulo da roda interna, L o entre eixo, t a bitola e R o raio de curvatura em relação ao centro do veículo.

Figura 9 - Modelo bidimensional desenvolvido por Gillespie



Fonte: (GILLESPIE,1992)

Observa-se 5 possíveis variáveis em questão, sendo elas, ângulo da roda interna e ângulo da roda externa como variáveis dependentes. Para as variáveis independentes temos o entre eixo, bitola dianteira e raio de curvatura do veículo.

Para a validação do presente modelo, será utilizado a variação do raio de curvatura e bitola dianteira como variáveis independentes do sistema, mantendo o entre eixo como fixo durante as variações.

Na primeira etapa 10 pontos definidos entre mínimo e máximo da Tabela 1, de raio de curvatura, serão alterados mantendo a bitola dianteira fixa. Com isso, os ângulos de giro de roda serão confrontados entre o teórico descrito pelas Equações 2.1 e 2.2 e pelo valor encontrado por meio do modelo desenvolvido no software. Em seguida, o processo repetirá, porém mantendo o raio de curvatura constante e alterando a bitola dianteira.

Para a validação do modelo, será comparado o valor teórico e experimental por meio da diferença entre eles, sendo:

$$\Delta_o = \frac{\text{Ang. roda externa (teórico)} - \text{Ang. roda externa (software)}}{\text{Ang. roda externa (teórico)}} \quad (2.3)$$

$$\Delta_i = \frac{\text{Ang. roda interna (teórico)} - \text{Ang. roda interna (software)}}{\text{Ang. roda interna (teórico)}} \quad (2.4)$$

Desta forma, quanto menor o valor de Δ encontrado para cada ponto de validação descritos nas Equações 2.3 e 2.4, maior será a convergência dos modelos.

Com base nos dados do modelo 2D e sua validação, uma análise da influência da variação dos parâmetros independentes no comportamento dos parâmetros dependentes, já definidos anteriormente, será feita. O modelo 3D desenvolvido com base no modelo 2D, será utilizado para que todo o restante dos dados sejam extraídos e discutidos. Nesta etapa, será utilizado o mesmo princípio utilizado nas validações do modelo 2D, onde pretende-se analisar o impacto

das variáveis independentes, demonstradas na Tabela 1, no comportamento das variáveis dependentes, sendo elas, ângulo da roda interna, ângulo da roda externa e deslocamento linear da caixa de direção.

Os parâmetros máximos e mínimos presentes na Tabela 1 são com base nos protótipos já construídos pela equipe Buffalo Baja UFLA e com base em outros protótipos Baja SAE projetados e construídos por outras equipes universitárias e serão utilizados como dados de entrada das análises.

Tabela 1 - Parâmetros máximos e mínimos das variáveis independentes

PARÂMETRO	MÍNIMO	MÁXIMO
BITOLA DIANTEIRA (C)	1300 mm	1680 mm
ENTRE EIXOS (L)	1400 mm	1600 mm
POSIÇÃO DA CAIXA DE DIREÇÃO EM RELAÇÃO AO EIXO DIANTEIRO (O)	80 mm	175 mm
POSIÇÃO DA CAIXA DE DIREÇÃO EM RELAÇÃO À ALTURA DO VEÍCULO (H)	350 mm	160 mm
RAIO DE CURVATURA (R)	1300 mm	2250 mm
COMPRIMENTO DO LINK DE DIREÇÃO (B)	55 mm	150 mm
COMPRIMENTO DA CAIXA DE DIREÇÃO (E)	400 mm	590 mm

Fonte: Autor (2022)

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para a primeira etapa da validação, variando o raio de curvatura, utilizará para a bitola dianteira e entre eixos os seguintes valores, 1400mm e 1500 mm, respectivamente. Assim, com 10 pontos diferentes de raio de curvatura, pode-se chegar aos seguintes resultados.

Tabela 2 - Variação do raio de curvatura para análise dos ângulos das rodas

Raio de Curvatura	Ang. roda interna (software)	Ang. roda interna (teórico)	Ang. roda externa (software)	Ang. roda externa (teórico)
1500 mm	61,93°	61,92°	34,29°	34,28°
2000 mm	49,09°	49,08°	29,05°	29,05°
2500 mm	39,81°	39,80°	25,11°	25,11°
3000 mm	33,11°	33,11°	22,07°	22,06°
3500 mm	28,18°	28,17°	19,65°	19,65°
4000 mm	24,44°	24,44°	17,70°	17,70°
4500 mm	21,54°	21,54°	16,09°	16,09°
5000 mm	19,23°	19,23	14,74°	14,74°
5500 mm	17,35°	17,35°	13,60°	13,60°
6000 mm	15,80°	15,80°	12,62°	12,62°

Fonte: (Autor, 2022)

Já para a validação mantendo o raio de curvatura constante em 3500 mm, bitola dianteira em 1400 mm e variando o entre eixos em 10 pontos, obteve-se os seguintes resultados demonstrados na tabela abaixo.

Tabela 3 - Variação do entre eixos para análise dos ângulos das rodas

Entre eixos	Ang. roda interna (software)	Ang. roda interna (teórico)	Ang. roda externa (software)	Ang. roda externa (teórico)
1300 mm	24,90°	24,90°	17,20°	17,20°
1350 mm	25,74°	25,74°	17,82°	17,81°
1400 mm	26,57°	26,56°	18,43°	18,43°
1450 mm	27,38°	27,37°	19,05°	19,04°
1500 mm	28,18°	28,17°	19,65°	19,65°
1550 mm	28,97°	28,96°	20,26°	20,25°
1600 mm	29,74°	29,74°	20,85°	20,85°
1650 mm	30,51°	30,51°	21,45°	21,44°
1670 mm	30,81°	30,81°	21,68°	21,68°
1700 mm	31,26°	31,26°	22,04°	22,03°

Fonte: (Autor, 2022)

As Tabelas 4 e 5 abaixo apresentam os valores de delta encontrados para cada ponto de validação.

Tabela 4 - Δ para validação variando o raio de curvatura

Raio de Curvatura	Δ_i	Δ_o
1500 mm	-0,00016°	-0,00029°
2000 mm	-0,002°	0
2500 mm	-0,00025°	0
3000 mm	0	-0,00045
3500 mm	-0,00035°	0
4000 mm	0	0
4500 mm	0	0
5000 mm	0	0
5500 mm	0	0
6000 mm	0	0

Fonte: (Autor, 2022)

Tabela 5 - Δ para validação variando o entre eixos

Entre Eixos	Δ_i	Δ_o
1300 mm	0	0
1350 mm	0	-0,00056°
1400 mm	-0,00038°	0
1450 mm	-0,00037°	-0,00053°
1500 mm	-0,00035°	0
1550 mm	-0,00035°	-0,00049°
1600 mm	0	0
1650 mm	0	-0,00047°
1670 mm	0	0
1700 mm	0	-0,00045°

Fonte: (Autor, 2022)

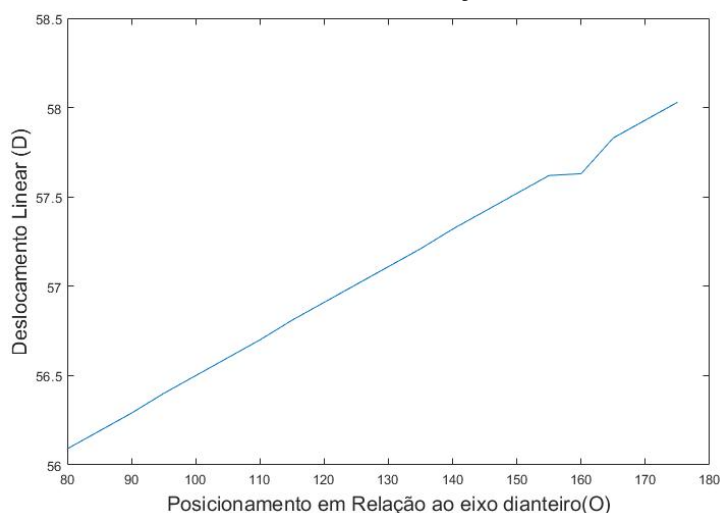
Para ambos os resultados demonstrados nas Tabelas 4 e 5, tem-se que os valores de Δ convergiram para as duas variáveis, com valores muito próximos a zero ou igual a zero. Além disso, é possível observar pela Tabela 2 que a influência do Ackerman diminui com o aumento do raio de curvatura, ou seja, para grandes raios de curvatura, o ângulo da roda interna tende a ser o mesmo para o ângulo da roda externa, como demonstrado por Gillespie (1992), onde o lado direito das Equações 2.1 e 2.2 mostram a aproximação entre elas, uma vez que tem-se altos valores de raio de curvatura. Já para o entre eixo, quanto menor seu valor, menores ângulos de roda são suficientes para realizar uma mesma curva quando comparado com maiores valores de entre eixos.

Com o modelo validado para 40 pontos, a próxima etapa é realizar a análise do modelo tridimensional, compreendendo a influência de cada posicionamento no sistema isolado de direção.

A variação do primeiro parâmetro é o posicionamento da caixa de direção ao longo do eixo dianteiro(O). Iniciando a análise com 80 mm de distância entre o eixo dianteiro e caixa de direção, e acrescentando 5 mm até o vigésimo ponto, sendo ele 175 mm, pode-se notar pela Figura 10 que a variação no deslocamento da caixa de direção é mínima, tendo dados próximos da linearidade ao se comparar com tamanha variação da variável primária.

Para uma variação de 95 mm do deslocamento em relação ao eixo dianteiro, houve uma variação de apenas 1,94 mm do deslocamento da caixa de direção para cada lado de esterçamento do volante, ou seja, curva para o lado esquerdo e curva para o lado direito, conforme Figura 10.

Figura 10 - Posicionamento da caixa em relação ao eixo dianteiro(O) x Deslocamento linear da caixa de direção (D)



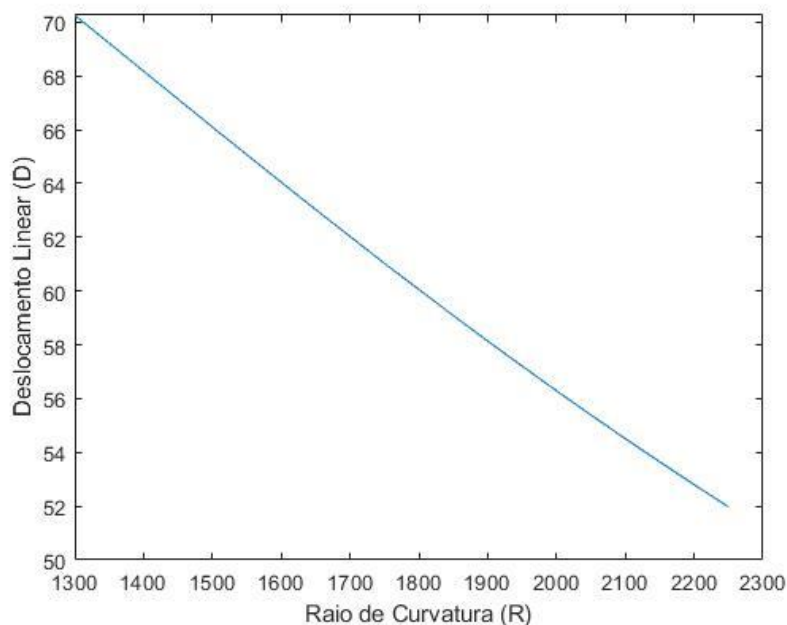
Fonte: (AUTOR,2022)

A segunda análise feita foi com o raio de curvatura do veículo, onde pode-se notar variações nos ângulos das rodas interna e externa e também variação no deslocamento da caixa de direção.

Para tal caso, variou-se o raio de curvatura entre 1300 mm e 2250 mm, em 20 pontos igualmente espaçados. Na Figura 11, é mostrado a grandeza linear, onde para 950 mm de variação de raio de curvatura, houve 18,29 mm de variação máxima de deslocamento linear da caixa de direção para cada lado de esterçamento.

É possível observar que o raio de curvatura tem uma influência muito maior no deslocamento linear da caixa de direção, quando comparado o resultado obtido com a variável independente de posicionamento em relação ao eixo dianteiro, apresentado na Figura 10.

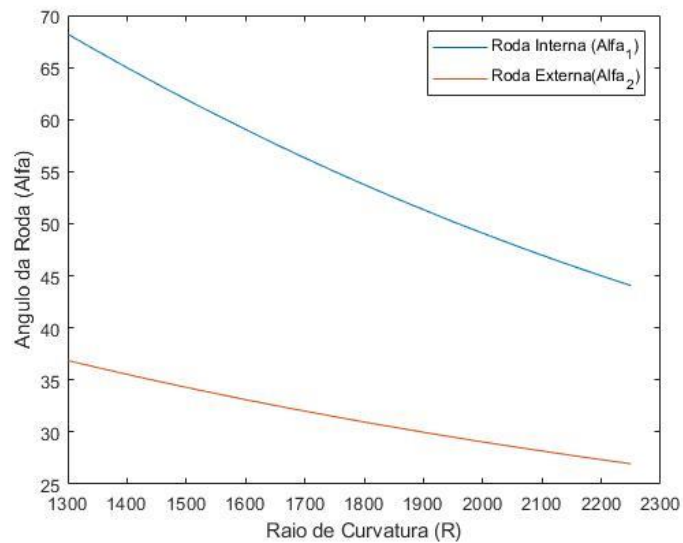
Figura 11 – Raio de curvatura (R) x Deslocamento linear da caixa de direção (O)



Fonte: (AUTOR,2022)

Já para a variação dos ângulos das rodas, Figura 12, pode-se observar que à medida que aumenta-se o raio de curvatura, a tendência é de que a diferença entre os ângulos das rodas interna e externa sejam menores, ou seja, aproximando-se de um sistema de geometria paralela.

Figura 12 – Raio de curvatura (R) x Ângulo das rodas (α_1 ; α_2)

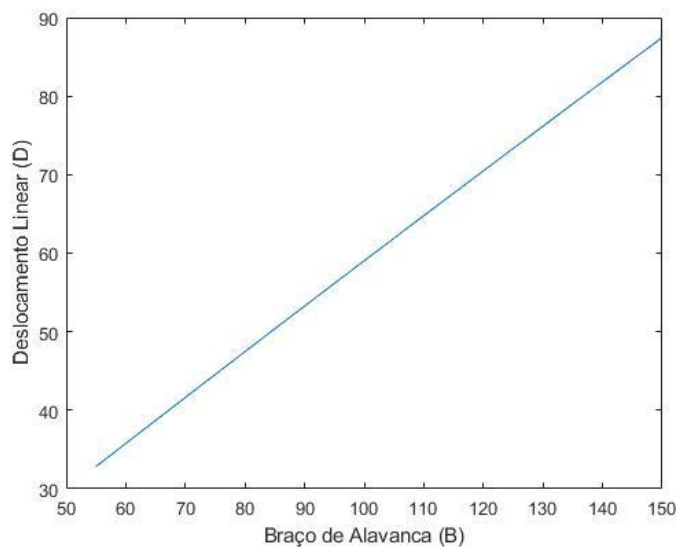


Fonte: (AUTOR,2022)

Para a simulação de variação do comprimento do braço de alavanca, Figura 13, observa-se apenas a variação do deslocamento linear da caixa de direção. Para que o veículo possa cumprir o mesmo raio de curvatura, ao aumentar o comprimento do braço de alavanca, há a necessidade de aumento do deslocamento linear da caixa.

Pode-se notar uma maior sensibilidade na resposta de deslocamento da caixa de direção ao comparar-se com as demais análises já realizadas anteriormente, onde tem-se 54,62 mm de deslocamento para cada lado de esterçamento, totalizando 109,24 mm a mais de curso na cremalheira para cumprir o raio de curva proposto.

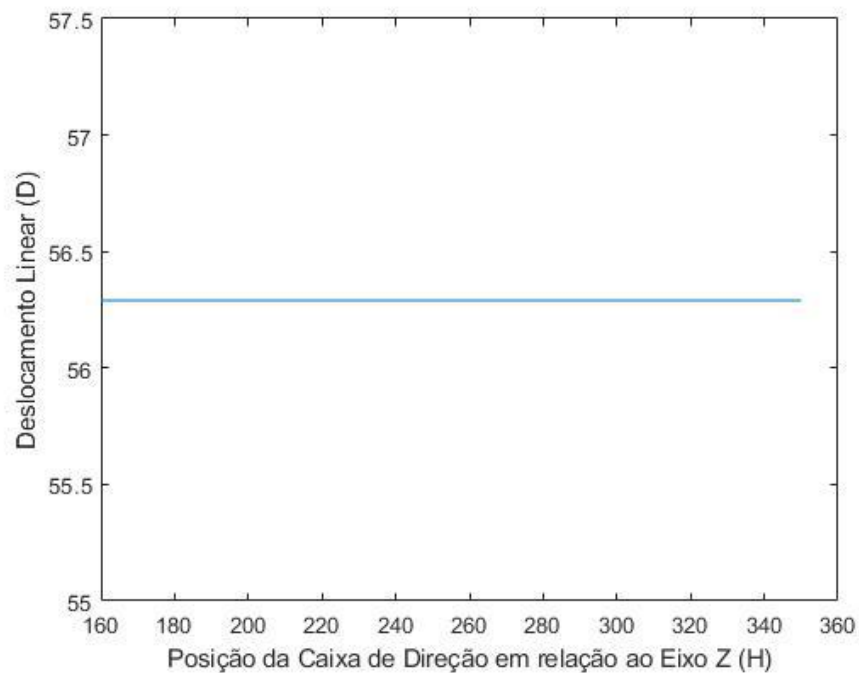
Figura 13 – Comprimento do link de direção (B) x Deslocamento linear da caixa (D)



Fonte: (AUTOR,2022)

Na Figura 14 é apresentado o resultado obtido da variação do posicionamento da caixa em relação à altura (H), onde não houve alteração nos valores angulares e linear das variáveis dependentes, sendo que 190 mm de diferença entre o mínimo e máximo do parâmetro independente não foi suficiente para gerar alteração no sistema, sendo desta forma, irrelevante para um projeto considerando as variáveis dependentes propostas.

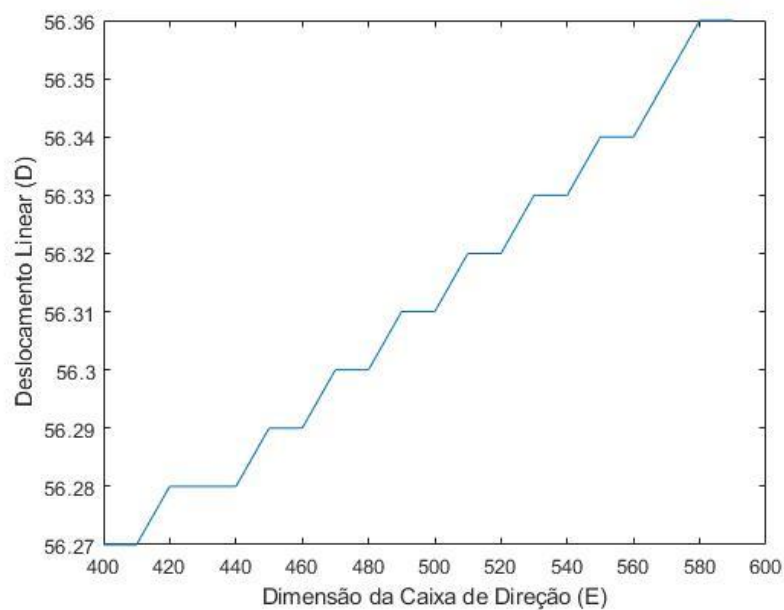
Figura 14 – Posição da caixa de direção em relação à altura (H) x Deslocamento linear da caixa (D)



Fonte: (AUTOR,2022)

Variando o comprimento da caixa de direção, pode-se observar apenas alteração no deslocamento linear da caixa, com um delta de 0,09 mm para uma variação de 190 mm de comprimento de caixa, ou seja, uma resposta mínima da variável dependente em relação a variação da independente, sendo esta também irrelevante para um projeto isolado de direção, como visto na Figura 15.

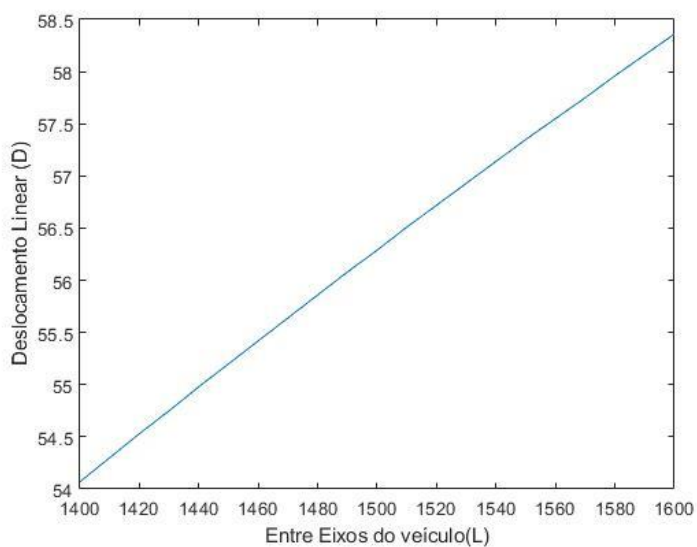
Figura 15 – Variação no comprimento da caixa de direção (E) x Deslocamento linear da caixa (D)



Fonte: (AUTOR,2022)

A variação do entre eixos do veículo, implica em mudanças em todas as variáveis secundárias. O deslocamento linear da caixa, demonstrado na Figura 16, mostra certa sensibilidade a tal variação, onde apenas 200 mm de diferença entre o mínimo e máximo proposto de entre eixos há uma variação total de 8,58 mm de deslocamento da cremalheira.

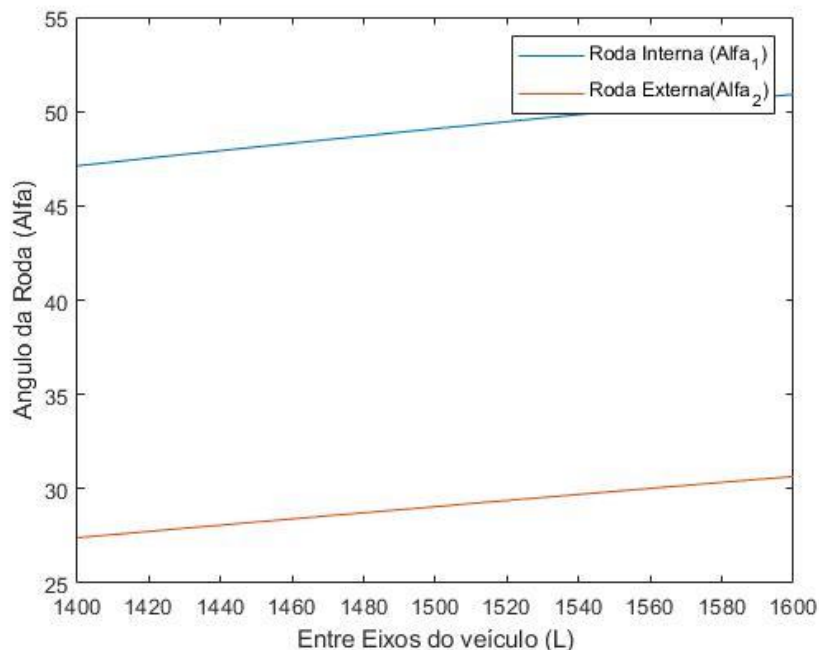
Figura 16 – Variação do entre eixos do veículo (L) x Deslocamento linear da caixa (D)



Fonte: (AUTOR,2022)

Já para os parâmetros de ângulos das rodas interna e externa, conforme Figura 17, há mudança no comportamento, porém pequenas variações de ângulos são observadas, sendo de 3,79 mm e 3,24 mm para a roda interna e externa, respectivamente.

Figura 17 – Variação do entre eixos do veículo (L) x Ângulo das rodas (α_1 ; α_2)

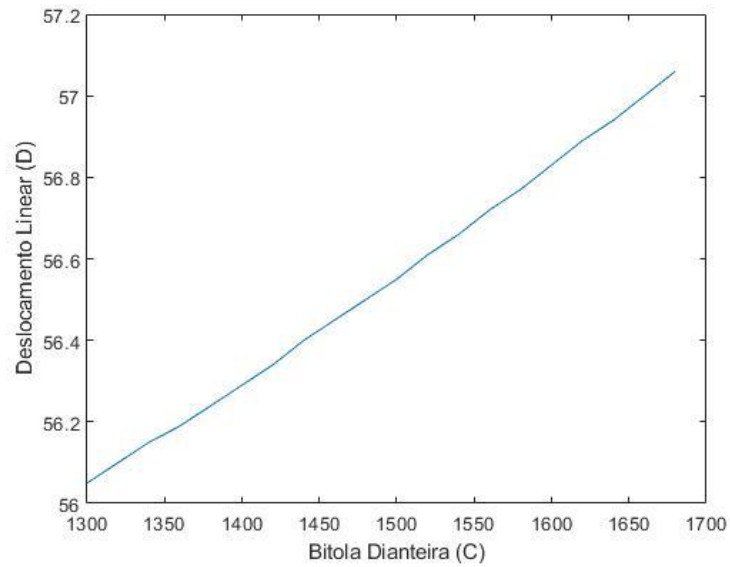


Fonte: (AUTOR,2022)

Por fim, a última análise feita, variação da bitola dianteira, também foram observadas mudanças em todas as 3 variáveis dependentes, sendo que o deslocamento linear da caixa de direção é pequeno, conforme observado na Figura 18, sendo este de apenas 1,01 mm para cada lado de esterçamento, totalizando 2,02 mm a mais de curso total da cremalheira.

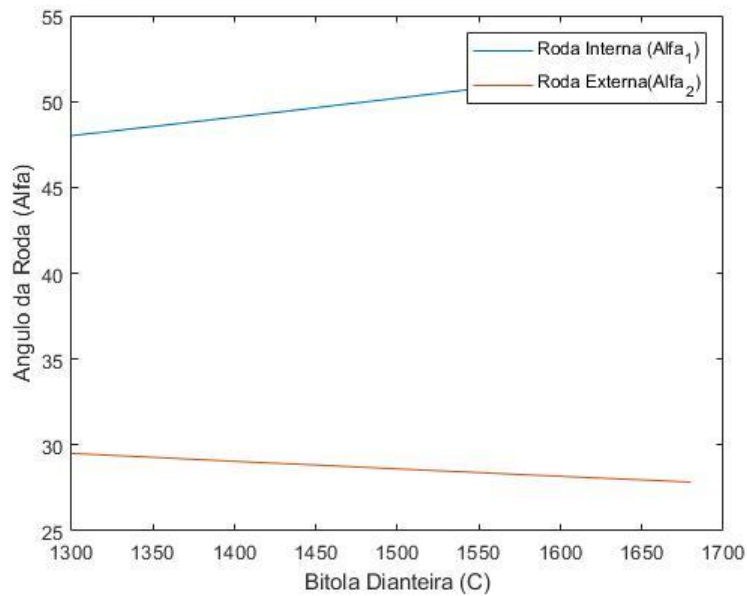
Para a Figura 19, é observada pouca variação dos parâmetros dependentes, sendo variações de 4,27° para a roda externa e de 1,67° para a roda interna. Comparando com o resultado obtido na Figura 12, pode-se observar que para a roda interna, há um comportamento oposto ao aumentar o valor do parâmetro independente.

Figura 18 – Variação da bitola dianteira (C) x Deslocamento linear da caixa (D)



Fonte: (AUTOR,2022)

Figura 19 – Variação da bitola dianteira (C) x Ângulo das rodas (α_1 ; α_2)



Fonte: (AUTOR,2022)

O modelo desenvolvido pode ser estendido para analisar demais veículos de quatro rodas que utilizam a geometria de Ackerman e sistema pinhão e cremalheira no seu funcionamento, utilizando os devidos parâmetros para cada tipo de veículo e considerando sua respectiva situação de uso, como por exemplo o limite máximo e mínimo de raio de curvatura que o mesmo será submetido.

4. CONCLUSÃO

O modelo desenvolvido no software 3D mostrou-se eficiente, uma vez que houve a convergência dos valores da geometria 2D e equações desenvolvidas por Gillespie.

Apenas as variações de raio de curvatura (R) e comprimento do link de direção (B) possuem influências significativas no objeto de estudo, sendo assim, consideradas críticas para um projeto de direção.

É possível minimizar a influência de tal parâmetro no desempenho em curvas e como consequência, a não necessidade de uma caixa de direção que tenha maiores valores de deslocamento linear para cumprir a curva proposta.

REFERÊNCIAS

JAZAR, R. N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. Riverdale: Springer, 2008

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, Inc., 1995.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. First edition. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.

BLUNDELL, M.; HARTY, D. **Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. 1^a Ed. ed. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.

CORRÊA, WILLIAN SOUZA. **Desenvolvimento de um sistema de direção para um protótipo veicular com baixo consumo energético**, 2019.

SEWARD, DEREK. **Race car design**. Bloomsbury Publishing, 2017.

LEAL, L. d. C. M.; ROSA, E. d.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Publicação interna do GRANTE–Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, Florianópolis, Brazil, 2012.

FERNANDES, M. A. **Estudos Em Sistemas De Direção Veicular**. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

DE OLIVEIRA, Igor Felipe Furtado. **Extração de Características Cinemáticas, Baseadas na Geometria de Ackermann, para um Robô Agrícola**. In: V Encontro de Iniciação Científica e Tecnológica-EnICT (ISSN: 2526-6772). 2020.