

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO SUL
CAMPUS IBIRUBÁ**

MARCELO ANDERSON GUEDES

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**Estudo de geometria e mecanismo de direção em reboque com rodas dianteiras
direcionais**

Ibirubá

2022

MARCELO ANDERSON GUEDES

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Estudo de geometria e mecanismo de direção em reboque com rodas dianteiras
direccionais

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Engenharia de produto

Orientador: Professor Cristiano Kulman, Dr. Eng.

Ibirubá

2022

Guedes, Marcelo A.

ESTUDO DE GEOMETRIA E MECANISMO DE DIREÇÃO EM REBOQUE COM RODAS DIANTEIRAS DIRECIONAIS / Marcelo Anderson Guedes ; orientador, Cristiano Kulman, 2022.

Monografia (graduação) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, Campus Ibirubá, Curso de Graduação em Engenharia Mecânica, Ibirubá, 2022.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Mecanismo de Direção. 3. Dinâmica de veículos. I Kulmann, Cristiano. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, Campus Ibirubá. Curso de Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título

*Estudo de geometria e mecanismo de direção em reboque com rodas dianteira
direcionais*

Marcelo Anderson Guedes

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Banca Examinadora designada pelo Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia, Campus Ibirubá, como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Ibirubá, 18 de fevereiro de 2022.

Banca Examinadora:

Prof. Cristiano Kulman, Dr. Eng.

IFRS campus Ibirubá

Prof. Bruno Conti Franco

IFRS campus Ibirubá

Prof. Giancarlo Stefani Schleder

IFRS campus Ibirubá

Dedicatória

Este trabalho é dedicado à minha família, principalmente à minha esposa Rosângela pela compreensão dos finais de semana de estudo, ao meu filho Eron que teve de abrir mão de momentos comigo, e a minha mãe que ajudou prestando assessoria com meu filho em muitas ocasiões.

AGRADECIMENTOS

Agradecer em primeiro lugar à Deus pela oportunidade de realizar minha graduação, e propiciar as condições necessárias para o meu desenvolvimento como pessoa.

À minha esposa Rosângela pela paciência, compreensão e companheirismo durante a caminhada extenuante durante todo o período da graduação, inclusive abrindo mão de momentos de lazer em família.

À minha mãe Eraci por estar sempre ao meu lado para me ajudar no que estivesse ao seu alcance.

Ao meu filho Eron Anthony que muitas vezes não recebia toda a atenção desejada em função dos meus estudos.

Ao senhor José Eliseu Schaedler por toda orientação e parceria de trabalho que me permitiu colocar em prática os ensinamentos do curso, e que em muitos momentos teve compreensão quando de minha ausência do trabalho em prol de estudos e atividades do curso.

Ao meu orientador, o professor Cristiano Kulman que antes de mais nada sempre esteve à disposição para me auxiliar, inclusive em finais de semana, e além disso me ajudou muito na confecção deste trabalho.

Ao professor Bruno Conti Franco que durante o período que estava coordenador foi paciente com a minha pessoa ouvindo rotineiramente minhas reclamações, e quando precisei de sua ajuda sempre esteve à disposição.

Ao professor André R. Dierings que no início da minha caminhada acadêmica disse algumas coisas que foram o meu norte para todo o curso *“para concluir um curso superior é preciso estudar e não é pouco, precisa estudar muito”, “não importa como você passa, se é com a melhor nota ou tendo que fazer exame, mas o importante é seguir o fluxo porque se tem algo que você não entende mas segue acompanhando o fluxo, mais cedo ou mais tarde vai dar o 'eureka' e as coisas acabam fazendo sentido”*.

E aos meus colegas, pois tenho certeza que devo muito a eles pela cooperação mútua tida, de outra forma não sei se conseguiria me formar no tempo mínimo destinado ao curso. É como dizia Raul *“não se vence uma guerra lutando sozinho”*.

“O maior inimigo do conhecimento não é a ignorância, é a ilusão do conhecimento.”

Stephen Hawking

RESUMO

A necessidade de melhorar a eficiência para vários setores produtivos no atual contexto da economia mundial é um desafio para os profissionais envolvidos nas mais diversas áreas de trabalho, e no setor agrícola isso também é uma realidade. O Brasil por se tratar de um país que tem boa parte de sua produção em função do cultivo do solo, possui uma grande demanda na questão relacionada a mecanização rural, e com essa necessidade de melhorar a produção e produtividade, também se vê equipamentos cada vez maiores a fim de auxiliar esse nicho de mercado a suprir sua demanda. Com equipamentos cada vez maiores requerem condições de manobrabilidade mais eficazes, principalmente porque muitos equipamentos agrícolas funcionam no sistema de semirreboque, ou seja, possuem apenas um eixo e transferem parte de sua carga para o veículo trator que o reboca, com o aumento no porte de tais máquinas acabam tendo que passar a trabalhar no sistema de reboque, isto é possuem dois eixos sendo um direcional e não transfere carga para o veículo trator. A tecnologia de sistemas de direção em reboques é algo já conhecido em veículos, mas que mesmo assim tem campo para ser explorada no intuito de reduzir desgastes de pneus e falhas em componentes de equipamentos. Este trabalho apresenta o estudo de utilização de mecanismo de direção em reboques com rodas dianteiras direcionais, para este tipo de sistema é comum encontrar no mercado brasileiro problemas de manobrabilidade, desgaste de pneus e falhas em componentes utilizados em implementos que trabalham no sistema de reboque. O estudo apresenta o levantamento de bibliografias, as quais contêm conceitos teóricos sobre mecanismos e geometria de direção. Em função do levantamento realizado, foi possível entender os mecanismos de direção e realizar o desenvolvimento de uma proposta de mecanismo direcional, esta proposta possibilita a manobrabilidade de forma que os componentes de engate do reboque não venham a sofrer danos, eliminando esforços indesejáveis, com isso, inclusive reduzindo o consumo de combustível para realização do trabalho.

Palavras chave: mecanismo de direção, reboque, manobrabilidade

ABSTRACT

The need to improve efficiency for various productive sectors in the current context of the world economy is a challenge for professionals involved in the most diverse areas of work, and in the agricultural sector this is also a reality. Brazil, because it is a country that has a good part of its production due to the cultivation of the soil, has a great demand in the matter related to rural mechanization, and with this need to improve production and productivity, equipment is also increasingly seen. Larger in order to help this niche market to meet its demand. With increasingly larger equipment, more efficient maneuvering conditions are required, mainly because many agricultural equipment works in the semi-trailer system, that is, they have only one axle and transfer part of their load to the tractor vehicle that tows it, with an increase in the size of such machines end up having to work in the towing system, that is, they have two axles, one being directional and do not transfer load to the tractor vehicle. The technology of steering systems in trailers is something already known in vehicles, but that still has field to be explored in order to reduce tire wear and failures in equipment components. This work presents the study of the use of steering mechanism in trailers with directional front wheels, for this type of system it is common to find maneuverability problems, tire wear and failures in components used in implements that work in the towing system in the Brazilian market. The study presents the survey of bibliographies, which contain theoretical concepts about mechanisms and steering geometry. Due to the survey carried out, it was possible to understand the steering mechanisms and carry out the development of a proposal for a directional mechanism, this proposal enables maneuverability so that the trailer hitch components do not suffer damage, eliminating undesirable efforts, with this, including reducing fuel consumption to carry out the work.

Key words: steering mechanism, trailer, maneuverability

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

2D	Bidimensional
3D	Tridimensional
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CAD	Computer Aided Design (desenho assistido por computador)
CG	Centro de gravidade
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto Alemão para Normatização)
EMBRAPA	Empresa brasileira de pesquisa agropecuária
GDL	Grau de liberdade
ha	Hectare
m	metro
MAPA	Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento
max	máximo
mm	milímetro
SAE	Society of Automotive Engineers (sociedade dos engenheiros automotivos)

LISTA DE SÍMBOLOS

C_t	centro de giro
F_r	força suportada pela roda
f_A	fator de Ackerman
L	distância entre-eixos
T	bitola do eixo direcional
r_a	raio da roda
R_{CG}	raio de giro do centro de gravidade
R_f	raio de giro do centro do eixo dianteiro
R_r	raio de giro do ponto tangente ao círculo no eixo longitudinal
s	profundidade do sulco formado pelo pneu
β_f	ângulo de esterçamento médio
δ_i	ângulo de direção da roda interna
δ_o	ângulo de direção da roda externa
ε	ângulo de cáster
λ	ângulo de Langensperger
φ	ângulo de inclinação dos cordéis dos pneus
Θ_{TRGE}	erro de geometria Ackerman

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Relação área plantada e produção de grãos.	17
Figura 1.2: Produção, consumo e exportação de algodão em pluma.	18
Figura 1.3: sistema de trabalho convencional no manejo do algodão.	19
Figura 1.4: Soqueiras de algodão deixadas pelo manejo convencional.	19
Figura 1.5: Protótipo de rolo faca aplicado no algodão.	20
Figura 1.6: plantio na área trabalhada pelo rolo faca para algodão.	21
Figura 1.7: Ótima plantabilidade, sem tocos de algodão.	21
Figura 2.1: Semirreboque (esq.) e Reboque (dir.).	24
Figura 2.2: Cordéis das lonas: a- pneus radiais; b- diagonais; c- diagonais cintados.	26
Figura 2.3: Modelo de interação pneu pista.	27
Figura 2.4 – Carruagens puxadas por cavalos.	28
Figura 2.5 – Critério de direção de Erasmus Darwin.	28
Figura 2.6 – Mecanismo de direção inventado por Erasmus Darwin.	29
Figura 2.7 – Invenção de Langensperger para a condição de geometria de direção.	30
Figura 2.8 – Mecanismo de direção de Mancelle de Bollée.	30
Figura 2.9: Sistema de coordenadas do veículo.	31
Figura 2.10 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackermann.	32
Figura 2.11 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackermann.	33

Figura 2.12 – Geometria ideal para vários sistemas de direção.	34
Figura 2.13 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackermann.	35
Figura 2.14 – Geometria trapezoidal com diferentes ângulos.	37
Figura 2.15 – Interseção do prolongamento da projeção dos pontos do braço de direção.	38
Figura 2.16 – Efeito de T / L na condição de Ackerman para veículos com direção dianteira.	38
Figura 2.17 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackerman.	39
Figura 2.18 – Variação da posição do centro da curva para um veículo com deriva.	40
Figura 2.19 – Ângulos de Langensperger sob condições dinâmicas de curva.	41
Figura 2.20 – Geometrias de direção.	42
Figura 2.21 - Raio de giro de um ônibus melhorado em ângulo de direção constante pelo uso de uma distância entre eixos reduzida com saliência da carroceria.	43
Figura 2.22 - Viragem cinemática de um caminhão com dois eixos traseiros.	43
Figura 2.23 - Viragem cinemática de um caminhão com dois eixos dianteiros direcionais.	44
Figura 2.24 - Exemplos de veículos articulados.	45
Figura 2.25 - Viragem cinemática de um carro com reboque de eixo único.	45
Figura 2.26 - Condição de Ackerman para um veículo com reboque.	46
Figura 2.27 - Camber positivo.	47
Figura 2.28 - Posição do pino mestre em veículos antigos.	48
Figura 2.29: a) Cambagem para reduzir momento em torno do pino mestre. b) Inclinação do pino mestre com mesmo objetivo.	48

Figura 2.30: Inclinação do pino mestre e trajetórias de pontos da roda.	49
Figura 2.31: Convergência das rodas.	50
Figura 2.32: Raio de rolamento.	50
Figura 2.33: Obtenção do caster, casos 1 e 2 tração traseira, casos 3 e 4 tração dianteira.	51
Figura 2.34: Representação das cadeias cinemáticas e mecanismos.	53
Figura 2.35: Exemplo de ligação de direção de paralelogramo e seus componentes.	54
Figura 2.36: Um sistema de direção de pinhão e cremalheira.	55
Figura 2.37: Um sistema de direção de braço de alavanca.	55
Figura 2.38: Um sistema de direção de ligação de arrasto.	55
Figura 2.39: Braço Pitman conectado a um mecanismo de direção trapezoidal.	56
Figura 2.40: Um mecanismo de direção multi-barras.	56
Figura 3.1: Fluxograma da metodologia.	58
Figura 4.1: Implemento reduzido para primeiros testes.	59
Figura 4.2: Imagem do protótipo nas dimensões idealizadas para comercialização.	60
Figura 4.3: Dimensões da distância entre eixos e da largura dos eixos.	60
Figura 4.4: Mecanismo de braço de alavanca adaptado.	61
Figura 4.5: Vista isométrica do conjunto eixo dianteiro.	62
Figura 4.6: Vista frontal do final de curso da suspensão.	63
Figura 4.7: Vistas ortogonais do eixo dianteiro.	63
Figura 4.8: Vista frontal do conjunto eixo dianteiro completo.	64
Figura 4.9: Projeção do braço de direção e vista em corte.	65

Figura 4.10: ângulos máximos de esterçamento.	66
Figura 4.11: Centro de giro com de convergência de aproximadamente $1,86^\circ$.	67
Figura 4.12: Ângulos da barra de tração quando em convergência de aproximadamente $1,86^\circ$ e realizado o máximo esterçamento das rodas.	67
Figura 4.13: implemento engatado no trator.	70
Figura 4.14: Barra de tração em posição não concorrente ao solo.	70
Figura 4.15: Esboço com as condições de entrada para contemplar geometria Ackerman.	72
Figura 4.16: Vista superior proposta com convergência de 1° esterçamento máximo.	74
Figura 4.17: Centro de giro da proposta com convergência 1° .	75
Figura 4.18: Centro de giro da proposta com rodas paralelas.	76
Figura 4.19: Ângulos da barra de direção nas duas configurações propostas.	76
Figura 4.20: Projeção das barras de direção.	77
Figura 4.21: Ângulos necessários para o fator de Ackermann.	78
Figura 4.22: Cálculos simplificados do fator de Ackermann.	79
Figura 4.23: Posições da configuração para rodas paralelas regulada com convergência de 1° .	79
Figura 4.24: Posições da configuração para convergência de 1° regulada com rodas paralelas.	80
Figura 4.25: Braço de direção.	81
Figura 4.26: Possibilidades de manobra do veículo.	82
Figura 4.27: Desenho 2D vista frontal do final de curso da suspensão da proposta.	83

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 JUSTIFICATIVA	21
1.2 OBJETIVOS	22
1.2.1 Objetivos específicos	22
2 REFERENCIAL TEÓRICO	24
2.1 VEÍCULOS, MÁQUINAS, IMPLEMENTOS E FERRAMENTAS	24
2.2 PNEUS	26
2.3 SISTEMA DE DIREÇÃO	27
2.3.1 Geometria de direção	30
2.3.2 Ângulos de direção	46
2.3.3 Mecanismos de direção	52
2.3.3.1 Conceito de mecanismo	52
2.3.3.2 Exemplos de mecanismo de direção	54
3 METODOLOGIA	57
4 DESENVOLVIMENTO	59
4.1 MECANISMO DE DIREÇÃO EXISTENTE NA LINHA DE PRODUTO	61
4.1.1 Análise do mecanismo de direção existente	62
4.2 PROPOSTA DE MELHORIA	68
4.2.1 Comportamento e características da proposta de melhoria	69
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	84
REFERÊNCIAS	86

1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, com o desenvolvimento de tecnologias juntamente com a disponibilidade de recursos naturais e a adoção de algumas políticas públicas, o Brasil se tornou um grande protagonista na produção e exportação de produtos agrícolas, fomentando agricultura de larga escala possibilitada entre outras circunstâncias pela mecanização agrícola (Embrapa, 2018).

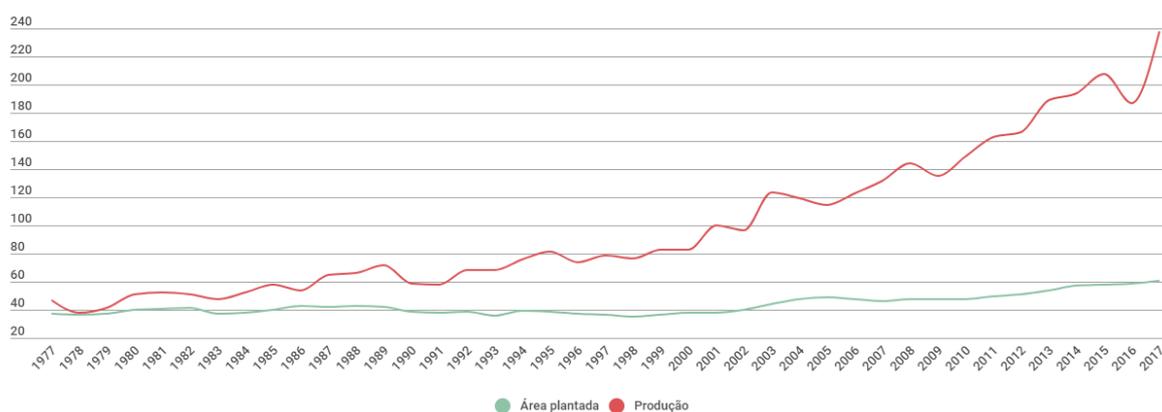


Figura 1.1: Relação área plantada e produção de grãos.
Fonte: EMBRAPA, 2018

O algodão está entre as mais importantes culturas de fibras do mundo, sua demanda mundial tem aumentado gradativamente desde a década de 1950. O algodão é um dos tecidos mais comuns e mais usados. Esta fibra natural é leve e respirável, o que a torna um item básico do guarda-roupa. Mas o cultivo de algodão pode ser problemático: o algodão convencional é uma das culturas mais sedentas e com mais uso intensivo de produtos químicos. Requer muitos pesticidas e, como resultado, tem um impacto negativo no planeta e nas pessoas que o cultivam. Para minimizar o impacto ambiental existem algumas opções como utilização de algodão orgânico e fibras sintéticas como poliéster reciclado, além de estudo em tecidos sustentáveis futuristas, mas são situações que ainda não permitem abrir mão do algodão cultivado de forma convencional.

No Brasil o cultivo de algodão é realizado principalmente nos estados de Mato Grosso e Bahia, mas também possui áreas consideráveis em Minas Gerais, Goiás e Mato Grosso do Sul. Na escolha da área para o cultivo do algodoeiro devem ser observadas as características de: relevo, profundidade, drenagem e fertilidade do solo. Deve-se escolher áreas planas ou levemente onduladas, e com solo médio, esse solo é constituído por um composto de areia, argila, húmus e limo. É um solo fértil e apropriado para quase toda espécie de planta, pois possui os nutrientes essenciais e bastante água, por causa das bolsas de ar existentes entre as partículas que promovem a drenagem. Considerando que o algodoeiro é uma das culturas que mais expõem o solo aos agentes erosivos, não são recomendadas terras com declive superior a 12%.

De acordo com as projeções feitas pelo Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, as exportações do algodão em pluma têm previsão de expansão de 41,7% entre as safras 2019/20 e 2029/30.

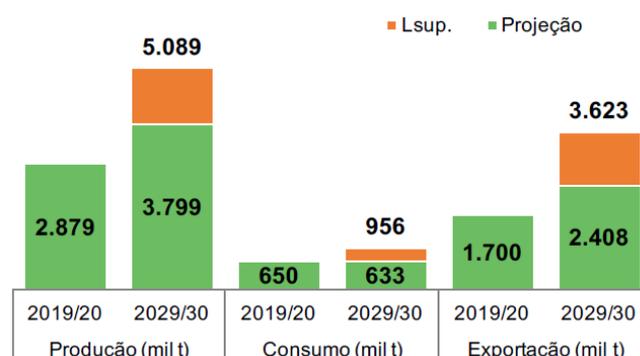


Figura 1.2: Produção, consumo e exportação de algodão em pluma.
Fonte: MAPA, 2020

O cultivo de produtos agrícolas na maioria das regiões se dá pela rotatividade de cultura e um dos pontos sobre a cultura de algodão é a dificuldade no manejo pós colheita.

As dificuldades relacionadas ao manejo do algodão tem influências tanto em aspecto ambiental quanto na utilização de produtos químicos que devem ser aplicados, assim como no manejo das culturas subsequentes.

A “soqueira” de algodão como é conhecida a planta é resistente e de difícil corte, onde no cultivo para áreas de plantio direto adota o manejo químico, necessita de 2 a 3 aplicações de insumos. Os métodos utilizados em manejo mecânico existentes atualmente ocasionam excessiva movimentação de desagregação do solo.

Esta dificuldade é possível de ser vista nas figuras 1.3 e 1.4, onde a incidência de danos nos equipamentos de plantio e colheita da cultura posterior ao manejo do algodão são corriqueiros, e o índice de impureza no produto colhido é considerável (relatos do gerente da fazenda Pamplona do grupo SLC).



Figura 1.3: sistema de trabalho convencional no manejo do algodão.
Fonte: Fazenda Pamplona do grupo SLC



Figura 1.4: Soqueiras de algodão deixadas pelo manejo convencional.
Fonte: Fazenda Pamplona do grupo SLC

No objetivo de reduzir as dificuldades no manejo do algodão, o senhor Eliseu José Schaedler idealizou um implemento para realização de trabalho pós colheita do algodão, e em parceria com a empresa Indutar fabricou um protótipo que pode ser visto na figura 1.5. Este implemento é capaz de realizar o corte rente ao solo na soqueira de algodão e revolve uma

pequena camada de solo auxiliando na decomposição mais rápida dos restos culturais, assim disponibilizando nutrientes que contém o material.

Esse implemento possui uma grande massa que direciona seu peso para navalhas a fim de através dessa pressão conseguir realizar o corte da “soqueira” de algodão com isso também reduzindo o uso de insumos químicos. Em função desta grande massa se fez necessário adoção de dois eixos, sendo o eixo dianteiro possuidor de rodas direcionais.

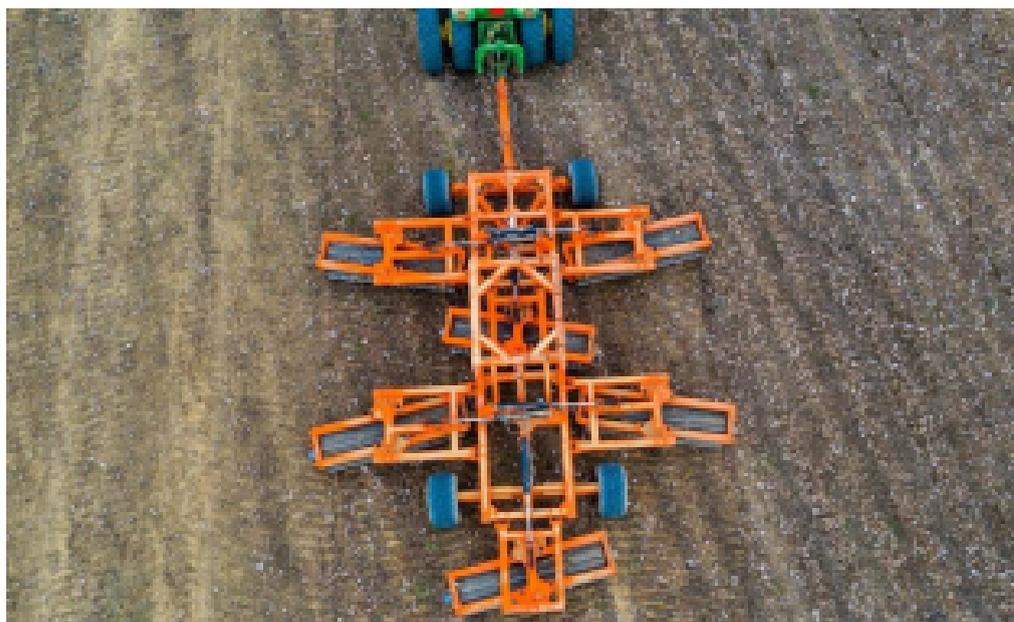


Figura 1.5: Protótipo de rolo faca aplicado no algodão.

Fonte: Indutar

Algumas condições devem ser alcançadas para que o equipamento consiga realizar suas atividades, entre elas estão a condição de umidade que se encontra no local a ser trabalhado. A umidade influencia diretamente na possibilidade de corte da soqueira, ou seja, se as plantas estiverem com umidade relativamente alta sua destruição não é tão bem sucedida, desta forma o veículo não necessita alcançar condições para trabalhar no barro, pois para obtenção dos resultados desejados a planta deve estar em uma condição de umidade baixa.

Foram realizados testes com este equipamento, onde se alcançou os objetivos traçados em relação ao manejo do algodão, este resultado é perceptível observando as figuras 1.6 e 1.7, que apresentaram respectivamente a condição de plantio e o aspecto da lavoura durante o desenvolvimento da planta.



Figura 1.6: plantio na área trabalhada pelo rolo faca para algodão.
Fonte: Fazenda Pamplona do grupo SLC



Figura 1.7: Ótima plantabilidade, sem tocos de algodão.
Fonte: Fazenda Pamplona do grupo SLC

1.1 JUSTIFICATIVA

Para alcançar o objetivo de destruir os restos da cultura do algodão se fez necessário a utilização de implementos de grande porte, ou seja, necessita de um veículo trator com potência acima de 200cv . Geralmente implementos de grande porte ocasionam compactação do solo, essa compactação não é de interesse para o cultivo em sistema de plantio direto.

Para minimizar os efeitos da compactação do solo os pneus utilizados são diagonais de alta flutuação que auxiliam para reduzir os efeitos do peso, por possuírem base maior e

menor pressão aliviam o peso da máquina, e conseqüentemente amenizam essa condição indesejada. Uma breve teoria sobre pneus será apresentada mais adiante.

Em relação a compactação do solo o implemento em questão, na execução de seu trabalho, tem vantagens significativas, pois os rolos fca revolvem uma camada superficial do solo, facilitando a decomposição dos resíduos orgânicos, preparando o solo para o plantio.

Porém em função das dimensões do implemento e seu peso, para esse veículo adotou-se um sistema de reboque. O sistema de reboque adotado utiliza um mecanismo direcional em seu eixo dianteiro, esse mecanismo permite o esterçamento de seus pneus, pois a opção de eixo pivotado não apresentou-se como opção de interesse.

Os esforços de arrasto são provenientes da resistência do solo, por se tratar de um veículo que trafega fora da pista, o coeficiente de atrito é significativo, mas o sistema direcional sofre principalmente durante a situação de volteio, pois as condições de umidade com que o solo se encontra durante o trabalho e o tipo de relevo adequado para a cultura de algodão são situações que não implicam em aumento de dificuldades.

Contudo, para o funcionamento adequado do mecanismo de direção permitindo uma eficaz manobrabilidade a escolha da geometria de direção e correto dimensionamento dos pontos do mecanismo se fazem necessários.

A combinação de geometria e correto dimensionamento do mecanismo além de permitir a manobrabilidade condiciona ao engate do reboque sofrer esforços preferencialmente de tração para que não ocorra danos no mesmo.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é estudar e definir uma geometria de direção e um mecanismo aplicável em um eixo dianteiro direcional para reboque agrícola.

1.2.1 Objetivos específicos

O trabalho tem como meta apresentar uma proposta de sistema direcional para aplicação no protótipo de rolo faca de algodão, a fim de resolver dificuldades de manobrabilidade e possíveis danos causados em componentes do sistema direcional.

Para alcançar o objetivo principal se faz necessário:

- Estudo de tipos de veículos, máquinas, implementos e ferramentas que se aplicam para o entendimento do veículo tratado no trabalho que é um reboque com rodas dianteiras direcionais;
- Estudo de geometria recomendada para realização de curvas por veículo com reboque;
- Estudo de sistemas e mecanismos de direção que venham a permitir contemplar a geometria de direção;
- Definir uma proposta de mecanismo que contemple geometria de direção, com raio de giro considerado aceitável para o trabalho realizado pelo implemento;
- A proposta apresentada deve ter uma fabricação viável dentro da realidade da empresa que a máquina será fabricada.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo tem como objetivo apresentar fundamentação teórica a fim de auxiliar o entendimento do trabalho, abordando:

- Identificação dos tipos de veículos e implementos a fim de durante a apresentação do trabalho ter entendimento de qual veículo ou implemento está sendo abordado;
- Teoria sobre pneus, para embasar a escolha do pneu que foi informado durante a introdução deste trabalho;
- Conceitos e teorias sobre sistema de direção, geometria de direção e mecanismo de direção, por serem de suma importância no tema abordado.

2.1 VEÍCULOS, MÁQUINAS, IMPLEMENTOS E FERRAMENTAS

No trabalho realizado por implementos agrícolas existe a necessidade do acoplamento a um veículo trator. Dentre os tipos utilizados encontram-se os reboques e os semirreboques onde se diferenciam pela distribuição de carga. (LIMA, 2013)

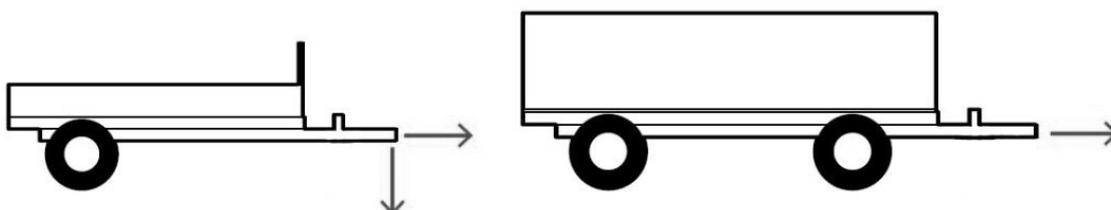


Figura 2.1: Semirreboque (esq.) e Reboque (dir.)

Fonte: LIMA, 2013.

Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) define alguns termos para veículos de carga, tratores agrícolas e máquinas agrícolas, alguns desses serão utilizados neste trabalho:

- Equipamento Agrícola: Tratores agrícolas, máquinas autopropelidas, implementos e suas combinações projetadas principalmente para operações agrícolas. (ABNT NBR 12934, 2016)

- Veículo Agrícola: Trator agrícola, máquina autopropelida, reboque ou máquina rebocada intercambiável, que se destina principalmente a ser utilizado na agricultura, incluindo deslocamentos ocasionais em via pública. (ABNT NBR 12934, 2016)

- Máquina/maquinário: Conjunto, equipado ou destinado a ser equipado, com um sistema de tração composto por partes ou componentes conectados, onde pelo menos um deles se movimenta, e que são unidos em conjunto para aplicação específica. (ABNT NBR 12934, 2016)

- Eixo veicular: conjunto de elementos mecânicos que faz a ligação entre as rodas situadas em lados opostos do veículo, sendo sempre integrado aos componentes de freio e rodagem, podendo ainda estar integrado aos componentes estruturais da carroceria e suspensão. (ABNT NBR 11412, 2011).

- Caminhão-trator: veículo automotor equipado com quinta-rodas, destinado a tracionar um implemento rodoviário. (ABNT NBR 9762, 2012).

- Veículo articulado: combinação de veículos acoplados, sendo um deles automotor. (ABNT NBR 9762, 2012).

- Reboque: veículo com eixo dianteiro e traseiro destinado a ser engatado atrás de um veículo automotor. É dotado de um mecanismo de acoplamento do tipo engate para lança com olhal. (ABNT NBR 9762, 2012).

- Semirreboque: veículo com um ou mais eixos traseiros e suportes verticais dianteiros, que se apoia na sua unidade tratora por meio de um mecanismo de acoplamento do tipo quinta-rodas ou é a ela ligado por meio de articulação. (ABNT NBR 9762, 2012).

- Implemento rodoviário – veículo rebocado acoplável a caminhão-trator ou equipamento veicular complementar de veículo automotor incompleto. (ABNT NBR 9762, 2012).

2.2 PNEUS

Os pneus são o único meio de transferir forças entre o solo e os veículos (JAZAR 2008), exigências sobre eles aumentaram com o passar dos anos. Características como alta capacidade de carga, elevada estabilidade lateral quando submetidos a forças transversais, máxima aderência em pisos secos e molhados, conforto e durabilidade são requisitos importantes para um bom desempenho dos pneus. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

Existem diversos tipos construtivos de pneus, dependendo de como é formada a carcaça. A divisão mais frequente é a de pneus com estrutura radial, Figura 2.2a, e pneus com estrutura diagonal Figura 2.2b. Além destes dois tipos, existe o pneu diagonal cintado, que é mostrado na Figura 2.2c, mas que está caindo em desuso. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008).

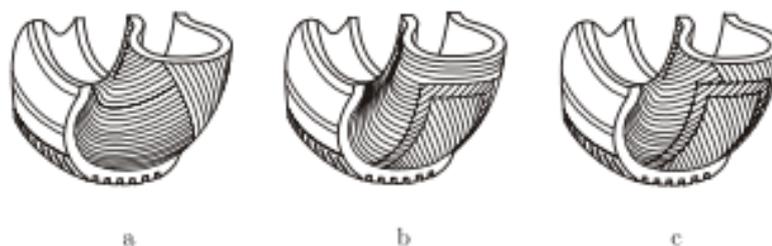


Figura 2.2: Cordéis das lonas: a- pneus radiais; b- diagonais; c- diagonais cintados.
Fonte: LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008.

Quanto à transmissão de choques e vibrações do piso para o veículo, o pneu radial é mais desconfortável do que o pneu diagonal, pela quase ausência do amortecimento interno originado pelo movimento relativo das lonas. Isso é verdadeiro para velocidades até cerca de cem quilômetros horários. Os pneus radiais metálicos são quase insensíveis à velocidade. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

Os pneus através de seu movimento angular permitem o veículo se deslocar, porém nesse processo ocorrem perdas, estas perdas dão origem à resistência ao rolamento. As principais fontes dissipadoras que dão origem a estas perdas são o próprio pneu e o solo.

A figura 2.3 apresenta as forças no pneu quando estiver trafegando em solo deformável, movimentando-se no terreno deformável o pneu deixa um sulco, desta forma é necessário atuação de uma força na roda que compense a resistência ao avanço imposta pelo solo para que se mantenha o movimento.

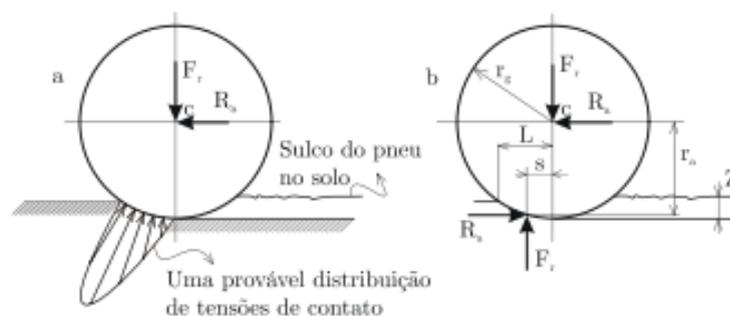


Figura 2.3: Modelo de interação pneu pista
 Fonte: LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008

É possível observar que a carga F_r suportada pela roda fica equilibrada pela reação do solo, porém essas forças não são colineares, o que gera um momento que deve ser equilibrado para que o movimento do pneu seja mantido. Quanto maior for a profundidade do sulco “s” maior será a resistência ao avanço R . (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

$$R = F_r \frac{s}{r_a} \quad (2.1)$$

2.3 SISTEMA DE DIREÇÃO

O projeto do sistema de direção tem uma influência no comportamento de resposta direcional de um veículo. A função do sistema de direção é dirigir as rodas direcionais em resposta aos comandos, a fim de fornecer controle direcional geral do veículo. No entanto, os ângulos de direção reais obtidos são alterados pela geometria e as reações dentro do sistema de direção. (GILLESPIE, 1992).

O mecanismo de direção dos primeiros veículos de quatro rodas era basicamente um pivô no meio de uma barra, estes veículos eram carruagens puxadas por cavalos como pode ser visto na figura 2.4. A tendência ao tombamento em curvas e baixíssima estabilidade tornavam estes veículos perigosos. (GENTA e MORELLO, 2008).

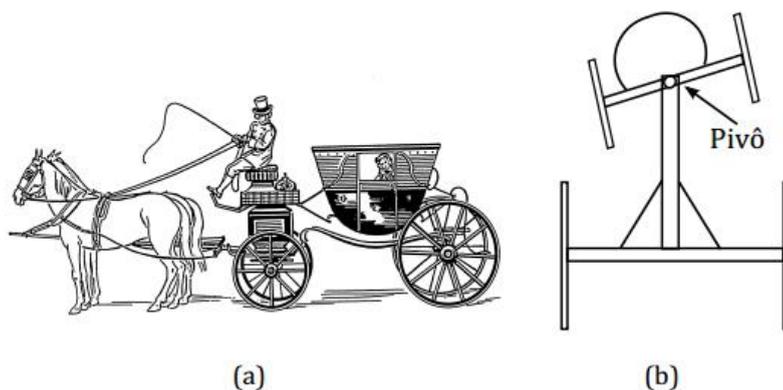


Figura 2.4 – Carruagens puxadas por cavalos.
Fonte: NUÑEZ, 2014.

Segundo Manenti (2018), a baixa estabilidade desses veículos nas curvas ocorre pela redução da bitola dianteira quando realizado o esterçamento das rodas direcionais, em função do sistema ser com pivô central.

O surgimento do conceito de geometria ideal de direção ocorreu no século XVIII. Erasmus Darwin idealizou entre os anos de 1758 e 1759 um método de direção para carruagens criando um mecanismo de 4 barras, de forma que a barra frontal ficasse paralela à barra traseira, e uma interseção do prolongamento dos eixos das rodas dianteiras ocorresse no prolongamento do eixo da roda traseira ao realizar curvas (KING-HELE, 2002). É possível visualizar o critério de direção de Erasmus Darwin na figura 2.5, onde os eixos das Rodas A e B cortam o eixo CD no ponto E. Desta forma ele estabeleceu para veículos de quatro rodas o critério de direção ideal.

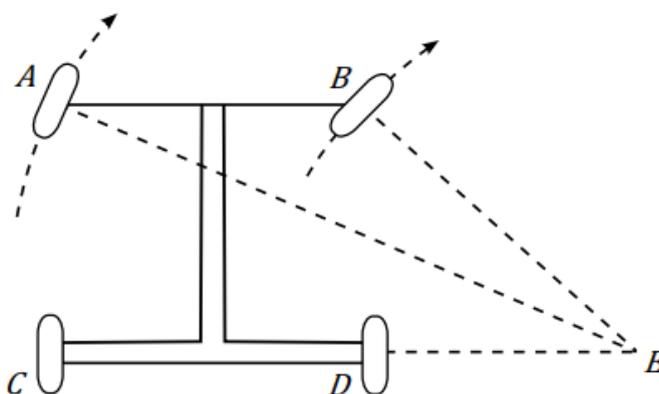


Figura 2.5 – Critério de direção de Erasmus Darwin.
Fonte: NUÑEZ, 2014.

A configuração feita por Erasmus Darwin proporciona duas vantagens principais: melhora da estabilidade e possibilidade de utilizar rodas maiores.

Foi necessário que Erasmus Darwin inventasse um mecanismo para cumprir seu critério, o problema a ser resolvido é que quando o veículo estivesse andando em linha reta os ângulos das rodas direcionais deveriam ser iguais, e ao realizar curvas os ângulos deveriam ser diferentes. Para resolver isso ele inventou um mecanismo simétrico baseado no quadrilátero articulado. O mecanismo de direção inventado por Erasmus Darwin está representado na figura 2.6. (KING HELE, 2002)

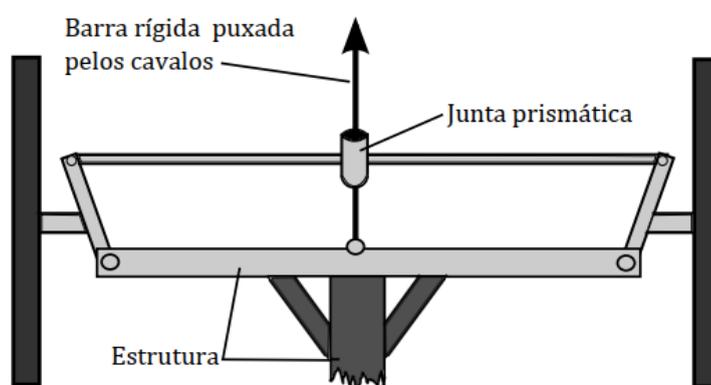


Figura 2.6 – Mecanismo de direção inventado por Erasmus Darwin.
Fonte: NUÑEZ, 2014.

De acordo com King-Hele (2002) apenas cinco carruagens foram construídas com o mecanismo de Erasmus Darwin.

George Langensperger redescobriu o critério ideal de direção mais de 50 anos depois da invenção de Erasmus Darwin, então inventou um mecanismo de direção que se aproxima desse critério. O mecanismo de George Langensperger foi patenteado por Rudolph Ackerman em Londres no ano de 1818, que resultou no ganho dos créditos da invenção, por isso o critério ideal de direção ficou conhecido como geometria de Ackerman. (KING-HELE, 2002), (JAZAR, 2008) e (GENTA; MORELLO, 2008)

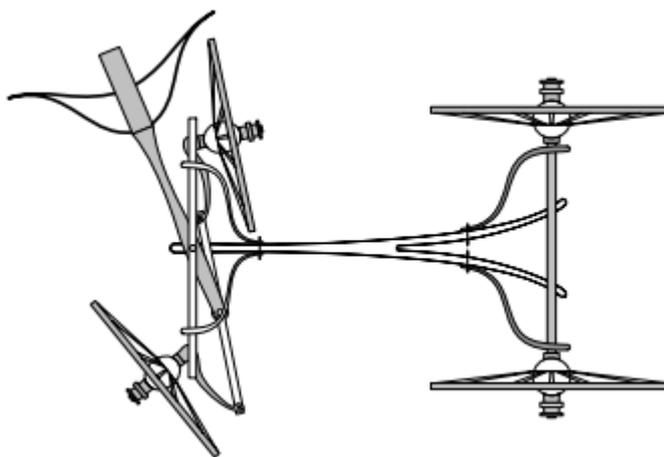


Figura 2.7 – Invenção de Langensperger para a condição de geometria de direção.
Fonte: JAZAR, 2008.

Segundo Dixon (2009), o mecanismo de direção inventado por Mancelle Bollée em 1878 provavelmente tenha sido o primeiro mecanismo de direção para um veículo com motor, o mesmo mecanismo foi patenteado na Alemanha em 1893 por Carl Benz. É possível observar o mecanismo de Mancelle na figura 2.8.

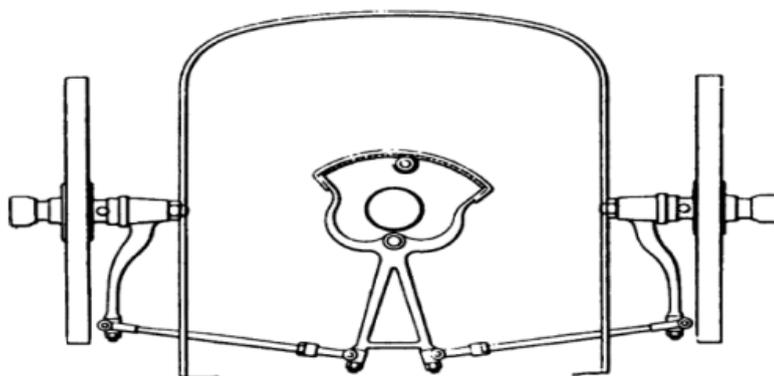


Figura 2.8 – Mecanismo de direção de Mancelle de Bollée.
Fonte: NUÑEZ, 2014.

2.3.1 Geometria de direção

Segundo Stone (2004), o principal problema na direção de um veículo é que a projeção dos eixos das quatro rodas do veículo consiga se interceptar no mesmo ponto central.

Para o bom entendimento será feito aqui uma definição dos sistema de coordenadas para o veículo, conforme a figura 2.9. De acordo com Gellespie (1992), o sistema de coordenadas tem origem no centro de gravidade do veículo, e os movimentos são definidos

por um sistema de coordenadas ortogonais à direita. Desta forma convencionado pela SAE (Society of Automotive Engineers) as coordenadas são:

x - Para frente e no plano longitudinal de simetria;

y - Lateral para a direita do veículo;

z - Para baixo em relação ao veículo;

P - Velocidade de rotação sobre o eixo x;

q - Velocidade de inclinação em torno do eixo y;

r - Velocidade de guinada sobre o eixo z;

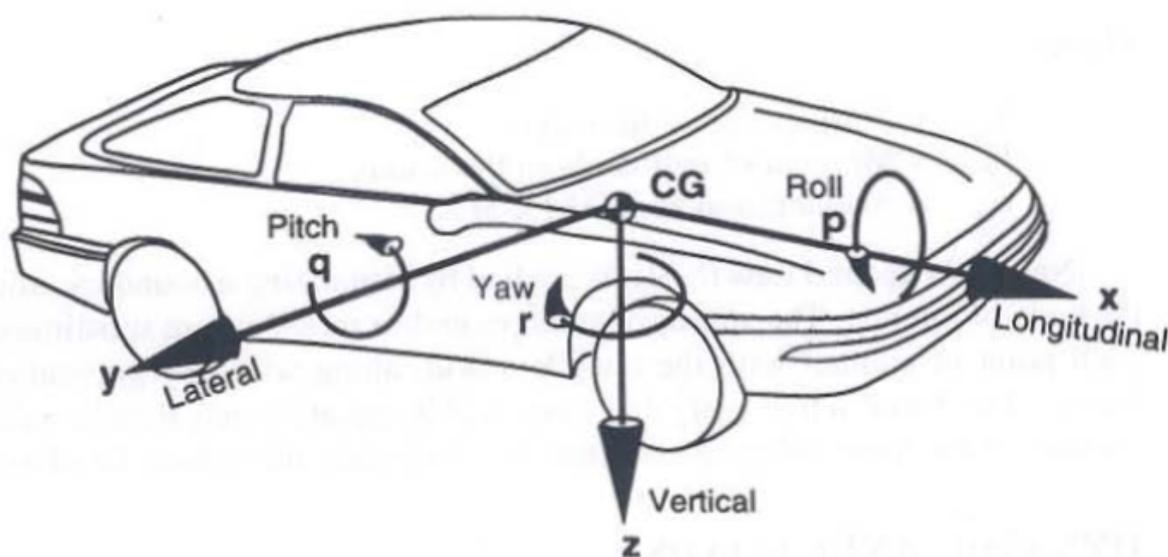


Figura 2.9: Sistema de coordenadas do veículo.

Fonte: GILLESPIE, 1992.

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2008), em uma geometria para um sistema de direção ideal, o encontro dos eixos das rodas diretoras deve ocorrer no prolongamento do eixo das rodas traseiras, para qualquer curva a ser realizada. Já Gillespie (1992), diz que as translações laterais transmitidas pelos mecanismos de direção através de barramentos para as rodas direita e esquerda possuem uma importante característica geométrica.

Conforme Dixon (2009) para não ocorrer o deslizamento dos pneus de um veículo normal com direção dianteira, o centro de giro do veículo deve estar projetado sobre a linha formada pelo eixo traseiro.

Quando um veículo realiza um movimento circular, ou seja, está em um trajetória curva, se este veículo encontra-se em uma velocidade relativamente baixa, é possível fazer a simplificação na análise deste movimento, desprezando o movimento de rolamento da carroceria e as forças laterais impostas ao eixo, pois seus valores são muito baixos em função da pequena aceleração lateral. (DIXON, 2009)

Considere um veículo com direção dianteira que está virando as rodas, conforme mostrado na Figura 2.10. A geometria de Ackerman consiste em colocar o veículo a rodar em torno de um ponto a que se dá o nome de centro de rotação, de modo a nenhuma roda deslizar, para que isto ocorra a roda direcional interna tem de fazer uma ângulo de viragem maior que a externa, com o veículo se movendo muito lentamente. (JAZAR, 2008)

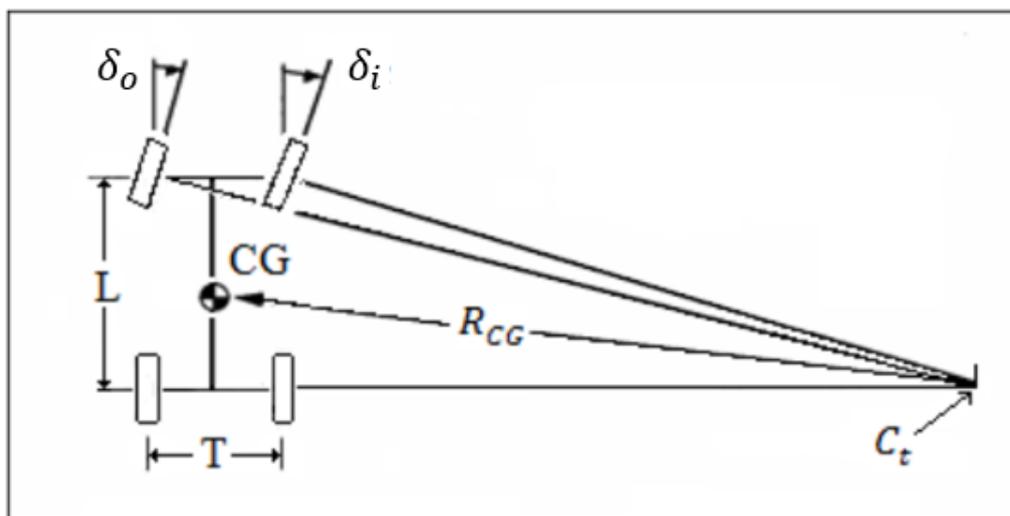


Figura 2.10 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackermann.
Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992.

Os autores Tomar (2012), Babu (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, isto é identificado pela geometria de direção de Ackerman.

Para que não ocorra escorregamento lateral dos pneus, as rodas dianteiras devem formar ângulos distintos (δ_i e δ_o) em relação ao centro de giro (C_t), (DIXON, 2009), assim, ao

serem esterçadas, as rodas posicionam-se de maneira divergente. Quando os escorregamentos são evitados, os pneus sofrem menos desgaste. (GUREVICH, 1978)

Considerando a geometria ideal mostrada na figura 2.10, onde, T é a bitola do eixo direcional, L a distância entre-eixos, δ_i é o ângulo de direção da roda interna e δ_o é o ângulo de direção da roda externa. As rodas internas e externas são definidas com base no centro de giro C_T . (JAZAR, 2008) e (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008). A geometria de Ackerman pode ser expressa matematicamente como:

$$\frac{T}{L} = \frac{1}{\tan \delta_o} - \frac{1}{\tan \delta_i} \quad (2.2)$$

ou ainda:

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{T}{L} \quad (2.3)$$

Esta equação é a lei cinemática que governa o mecanismo de esterçamento das rodas direcionais de um veículo. Esta equação é não linear visto que o comportamento do esterçamento das rodas deve ser não linear. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008).

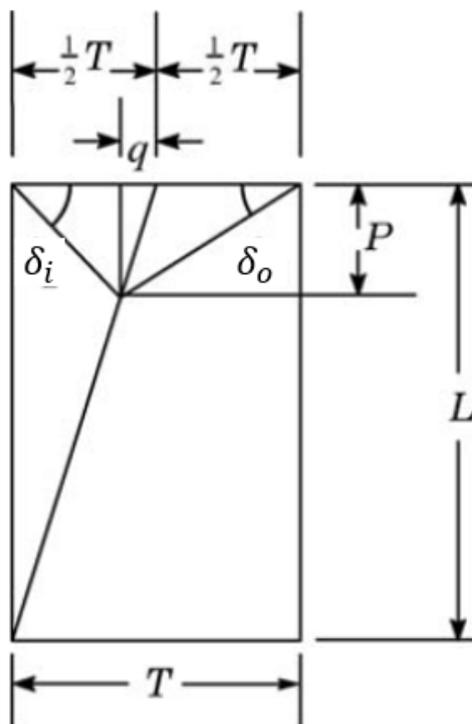


Figura 2.11 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackermann.
Fonte: DIXON, 2009.

De acordo com Dixon (2009), a equação 2.3 pode ser expressa na forma geométrica pela figura 2.11. Traçando uma linha do centro do eixo dianteiro até o ponto esquerdo do eixo traseiro (para uma curva à esquerda). Os ângulos de direção devem se encontrar nesta linha, conforme a figura. Podendo ser provado da seguinte forma:

$$p \cot \delta_o - p \cot \delta_i = \left(\frac{1}{2}T + q\right) - \left(\frac{1}{2}T - q\right) = 2q = 2 \frac{p}{L} \frac{T}{2} \quad (2.4)$$

assim

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{T}{L} \quad (2.5)$$

Para pequenos ângulos, com as devidas linearização, tem-se:

$$\frac{T}{L} = \frac{1}{\delta_o} - \frac{1}{\delta_i} \quad (2.6)$$

Esta expressão só é indicada para curvas com grandes raios de giro, de outra forma ela irá gerar grandes erros de posicionamento das rodas. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008).

Mesmo a equação linearizada é difícil de ser satisfeita, pois ela é fortemente não linear para giros médios e grandes das rodas. A recomendação básica para o projeto do mecanismo de esterçamento é que a interseção dos prolongamentos dos eixos de todas as rodas do veículo aconteça sempre em um ponto comum. A figura 2.12 mostra a geometria ideal para alguns sistemas possíveis de direção. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008).

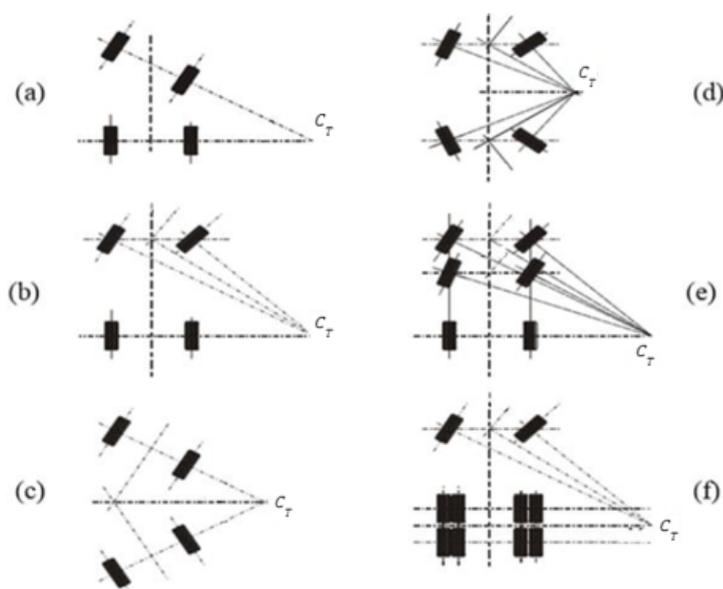


Figura 2.12 – Geometria ideal para vários sistemas de direção.
 Fonte: Adaptado de LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008.

Observando a figura 2.12, dentre os diferentes tipos de sistemas de direção a figura 2.12f, apresenta um veículo com dois eixos fixos, neste caso o centro de rotação instantâneo da curva é definido no prolongamento do plano médio entre esses dois eixos, nesta condição mesmo em velocidades muito baixas do veículo, será necessário que os seus pneus sofram deformação lateral ou “arrastem” sobre o pavimento para que o veículo realize uma curva, conseqüentemente gerando aumento do desgaste dos pneus. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008).

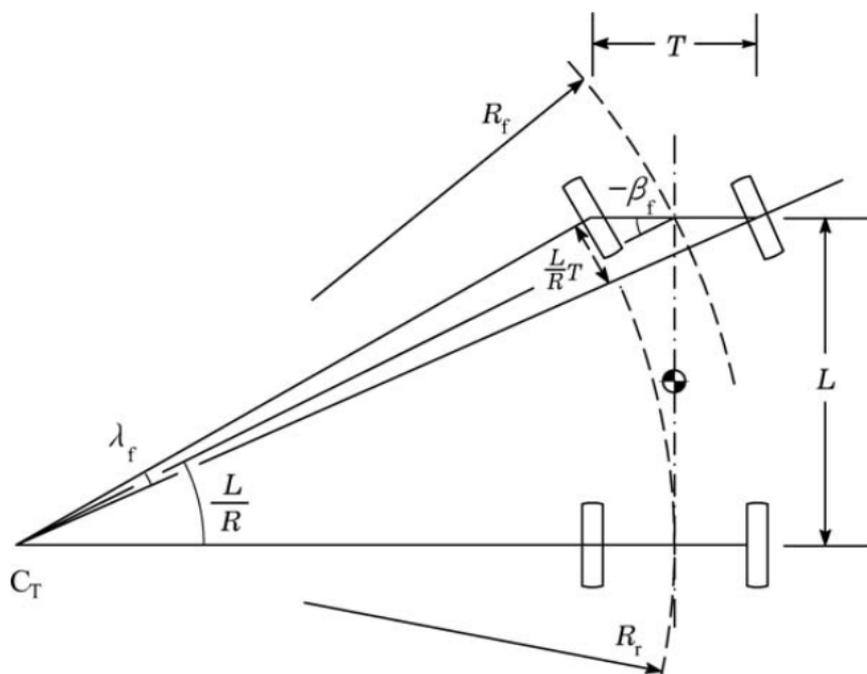


Figura 2.13 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackermann.
 Fonte: DIXON, 2009.

Ainda ao analisar um veículo com quatro rodas, segundo Dixon (2009) para que não tenha escorregamento a diferença entre os ângulos de direção das duas rodas é igual ao ângulo de Langensperger (λ). Conforme a figura 2.13, o ângulo de Langensperger pode ser encontrado através da equação:

$$\lambda = - \frac{T \cdot \text{sen} \beta_f}{R_f} \quad (2.7)$$

É possível para simplificações substituir o ângulo de esterçamento (β_f) por seu equivalente, chega-se a uma aproximação do ângulo de Langensperger através da equação:

$$\lambda = -T \cdot \left(-\frac{L}{R_f}\right) \cdot \frac{1}{R_f} \approx \frac{T_f \cdot L}{R_f^2} \quad (2.8)$$

Desta forma o ângulo de Langesperger pode ser encontrado utilizando simplesmente TL/R^2 , obtendo a diferença do ângulo (em radianos) necessária para a condição da geometria de Ackerman. De acordo com a geometria real do mecanismo de direção, a real diferença do ângulo de direção é dado por:

$$\delta_{i-o} = \delta_i - \delta_o \quad (2.9)$$

Para a verdadeira direção Ackerman, então,

$$\delta_{i-o} = \lambda \quad (2.10)$$

Desta forma, a razão entre a diferença real do ângulo de direção e a diferença ideal é o fator de Ackerman, obtido pela equação:

$$f_A = \frac{\delta_{i-o}}{\lambda} \quad (2.11)$$

Quando o valor encontrado é 1 (um) a geometria de Ackermann está 100% atendida, quando não possuem nenhum esterçamento o valor é 0 (zero). Ao realizar esterçamento das rodas e houver divergência entre a diferença dos ângulos das rodas e o ângulo de Leangensperger, isto acarreta em um erro de geometria de Ackerman, que pode ser determinado por:

$$\theta_{TRGE} = \delta_{i-o} - \lambda = (f_A - 1)\lambda \quad (2.12)$$

Dixon (2009) diz que o Ackerman completo é utilizado com frequência em veículos que realizam muitas curvas ou necessitam de um raio de giro muito pequeno.

Segundo Jazar (2008), o dispositivo que permite um sistema de direção que vá de encontro com a condição de Ackermann é chamado de direção de Ackerman, mecanismo de Ackermann ou geometria de Ackerman.

Gillespie diz que “*O Ackerman perfeito é difícil de alcançar com projetos de ligação práticos, mas é bem próximo por um arranjo trapezoidal*”, a figura 2.14 permite observar que quando as rodas são esterçadas, a assimetria da geometria gerada pelo esterçamento possibilita ângulos diferentes para as rodas.

De acordo com Jazar (2008), a condição de Ackerman perfeita não pode ser fornecida por um mecanismo articulado de quatro barras, porém é possível alcançar uma condição próxima aos ângulos exatos com um projeto de ligação de várias barras.

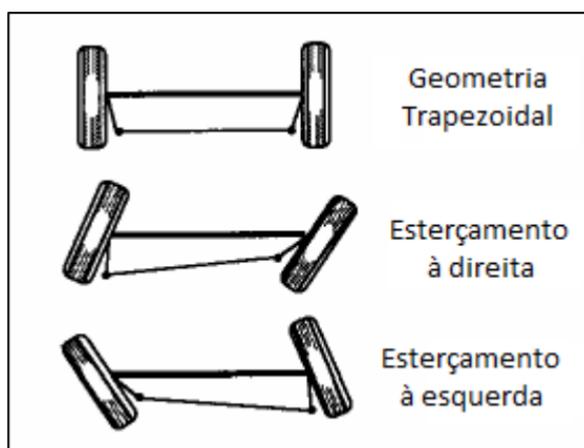


Figura 2.14 – Geometria trapezoidal com diferentes ângulos.
Fonte: Adaptado de Gillespie, 1992.

Segundo Dixon (2009), mesmo que muitos acreditem, que o cruzamento no eixo traseiro do prolongamento das linhas projetadas pelos pontos de articulação dos braços de direção permita alcançar a condição de verdadeira direção de Ackerman, como apresentado na figura 2.15, isto é um engano, pois o fator de Ackermann varia de forma complexa em função das inúmeras variáveis do mecanismo de direção. Então Dixon (2009) diz que para obter um fator de Ackerman próximo a 1,0 pode ser necessário que o ponto de interseção do braço de direção projetado esteja em cerca de 60% da distância até o eixo traseiro.

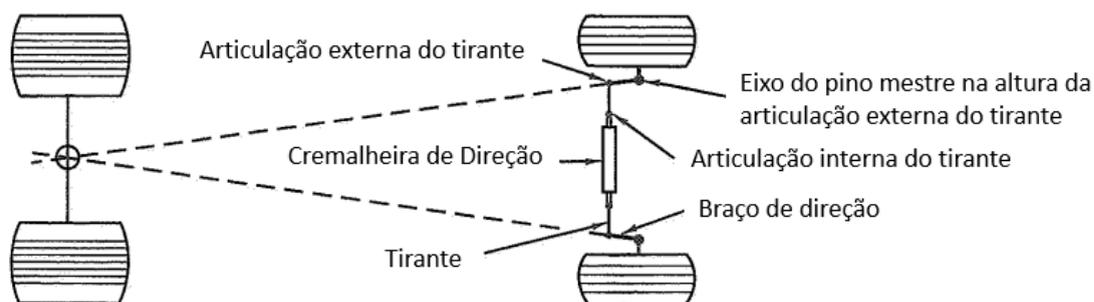


Figura 2.15 – Interseção do prolongamento da projeção dos pontos do braço de direção.
Fonte: Adaptado de MILLIKEN, 1995.

Através da equação 2.3 é possível perceber que a razão T/L interfere nos ângulos das rodas direcionais. Jazar (2008), apresenta um gráfico que demonstra, que quando o valor da razão T/L diminui os ângulos de direção interno e externo se aproximam, este gráfico pode ser visto na figura 2.16.

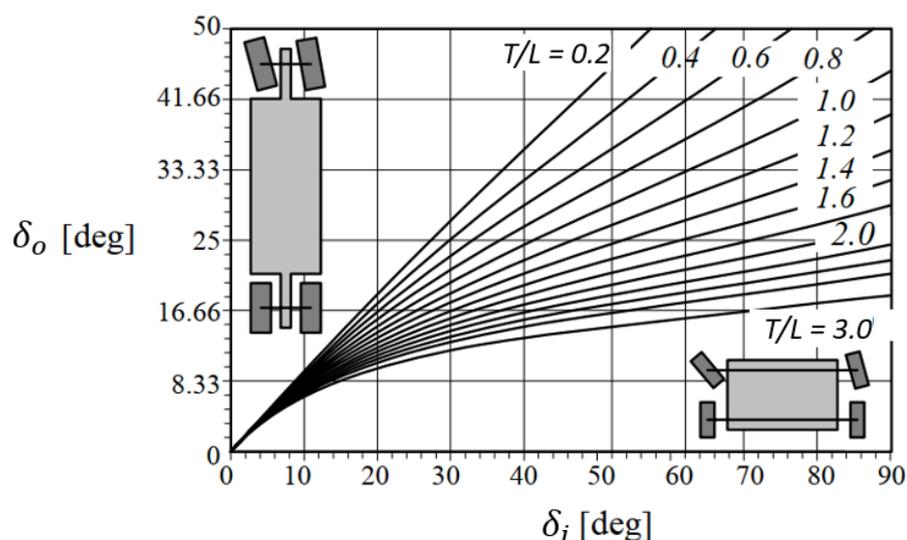


Figura 2.16 – Efeito de T/L na condição de Ackerman para veículos com direção dianteira.
Fonte: Adaptado de JAZAR, 2008.

O valor de T refere-se à distância entre as projeções no solo do eixo do pino mestre esquerdo e direito, segundo Jazar (2008), a distância entre as rodas traseiras em um veículo de direção de roda dianteira não interfere na geometria Ackerman.

Segundo Jazar (2008), a necessidade de espaço para um veículo ao realizar uma curva pode ser calculada utilizando a condição de direção cinemática. Considerando um veículo de dois eixos com direção dianteira ao realizar uma curva atendendo a condição de Ackerman, de acordo com a figura 2.17. O Raio máximo R_{Max} será o ponto externo dianteiro do veículo que

fica a uma distância “g” do eixo dianteiro, enquanto o raio mínimo R_{min} será o ponto do lado interno do eixo traseiro. Os valores são encontrados com as seguintes equações:

$$R_{min} = R_r - \frac{1}{2}T \quad (2.13)$$

$$R_{Max} = \sqrt{(R_{min} + T)^2 + (L + g)^2} \quad (2.14)$$

O círculo realizado entre duas guias da calçada é mais importante para um motorista do que o raio de giro. O círculo de retorno é ainda mais importante, que segundo a DIN 70020, é definido como o círculo percorrido pelo canto mais externo do veículo durante o máximo ângulo de giro. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

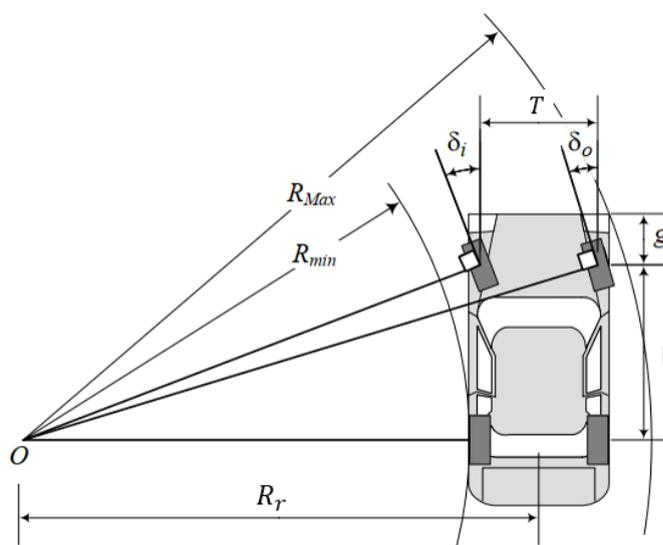


Figura 2.17 – Veículo de direção dianteira com geometria Ackerman.
Fonte: Adaptado de JAZAR, 2008.

É possível verificar que com o atendimento da geometria Ackerman existe um aumento progressivo no torque de resistência em função do ângulo de esterçamento, influenciando na auto centralização. Porém este aumento do torque com o ângulo ocorre até certo ponto, a partir de certo ângulo de esterçamento, tende a ocorrer a diminuição do torque até ficar negativo. (FERNANDES, 2006)

Na geometria de Ackerman total o eixo longitudinal do veículo é tangente ao círculo de viragem no centro do eixo traseiro. À medida que o percurso da curva é realizado com

velocidade, surgem, devido à força centrífuga, ângulos de deriva nos pneus dianteiros e traseiros. Essa deriva ocasiona uma mudança do centro da curva de C_T para C_T' , fazendo com que o ponto em que o eixo longitudinal do carro é tangente ao círculo de viragem se mova para frente na distância entre eixos. Esse novo centro é chamado de centro instantâneo do movimento e está representado na figura 2.18. Deste modo, a diferença necessária entre os ângulos orientados do interior e exterior da roda dianteira é reduzida. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008) e (MALHEIROS, 2018)

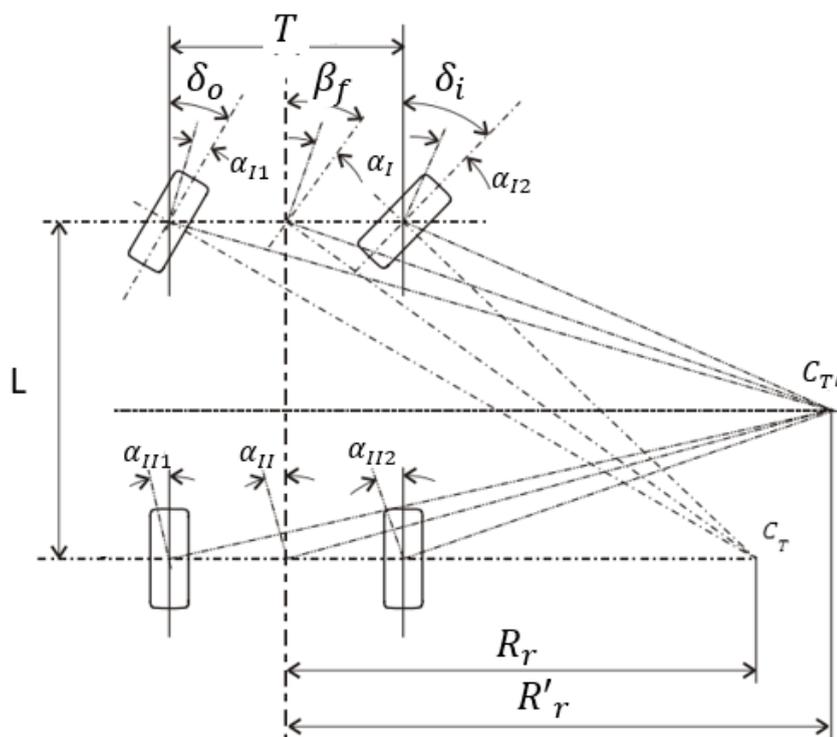


Figura 2.18 – Variação da posição do centro da curva para um veículo com deriva.
Fonte: Adaptado de LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008.

De acordo com Dixon (2009), em condições dinâmicas de curva existem poucos argumentos para geometria de direção Ackerman. Isto ocorre em função da redução do ângulo de Langensperger no eixo dianteiro, quando é desenvolvido o ângulo de deriva como apresentado na figura 2.19. Para Fernandes (2006), a influência da geometria de Ackerman é pouca no comportamento direcional para veículos em altas velocidades.

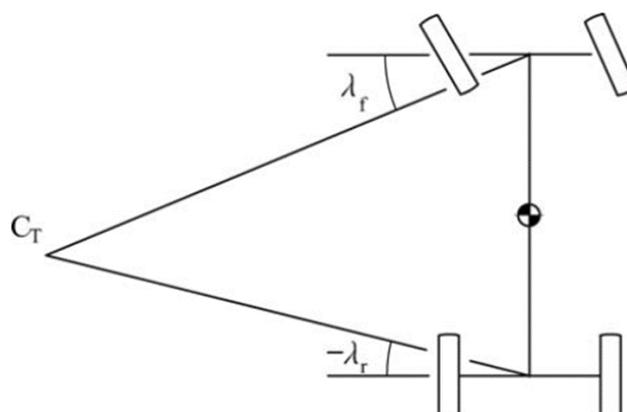


Figura 2.19 – Ângulos de Langensperger sob condições dinâmicas de curva.
Fonte: DIXON, 2009.

Ao veículo realizar uma curva em velocidade, ocorre aceleração lateral e as rodas operam em ângulo de deslizamento. Devido a esta condição as cargas no pneu externo são maiores que no pneu interno, sendo necessário reduzir o ângulo da roda interna em comparação com o ângulo utilizado na direção cinemática. Esta redução do ângulo também reduz a diferença entre os ângulos da roda interna e externa. (JAZAR, 2008) e (DIXON, 2009)

Ainda assim o veículo deve ser capaz de ser manobrado em baixas velocidades, neste caso se a direção de Ackerman não for perfeita, deve se adotar para cada par de rodas do eixo ângulos de deslizamento iguais e opostos para que a força líquida seja zero. (JAZAR, 2008) e (DIXON, 2009)

A menos que se controle o ângulo de direção de forma independente para cada roda direcional, não existe mecanismo de direção ideal, pois ele depende da velocidade e características do pneu, das condições da estrada e da carga instantânea em cada roda. (JAZAR, 2008)

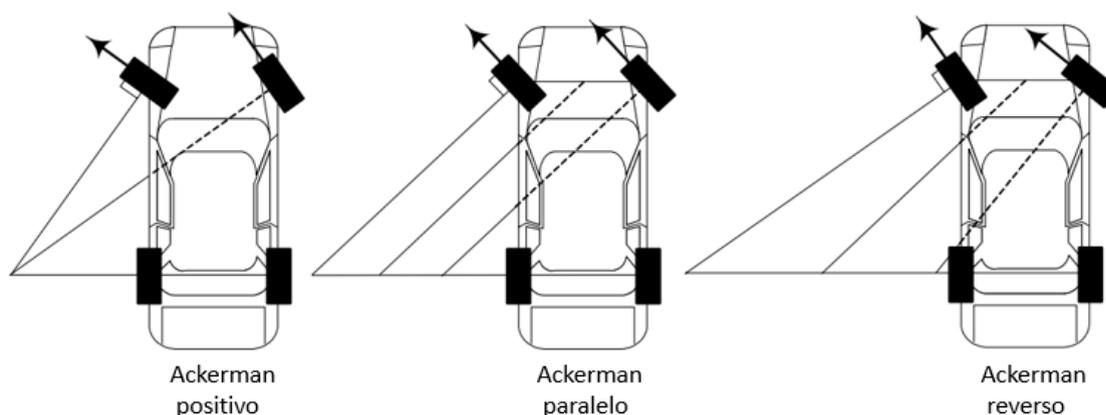


Figura 2.20 – Geometrias de direção.

Fonte: adaptado de JAZAR, 2008.

É comum em carros de corrida a utilização de direção Ackerman paralela ou reversa. Em curvas de alta velocidade é possível que a conformidade (deflexão) sob cargas pode influenciar mais para virar as rodas do que a condição de Ackerman embutido na geometria, a menos que o sistema de suspensão e de direção sejam muito rígidos, a figura 2.20 apresenta as três possibilidades de geometria de direção. (JAZAR, 2008) e (MILLIKEN, 1995)

Ao analisar a geometria de direção para veículos de grande porte, é possível dividir estes veículos em duas categorias: veículos articulados e veículos não articulados. A manobrabilidade em veículos compridos é problemática, pois o aumento da distância entre eixos ocasiona um grande raio de giro. Desta forma, em ônibus procura-se reduzir a distância entre eixos, com grandes saliências da carroceria, figura 2.21. (DIXON, 2009)

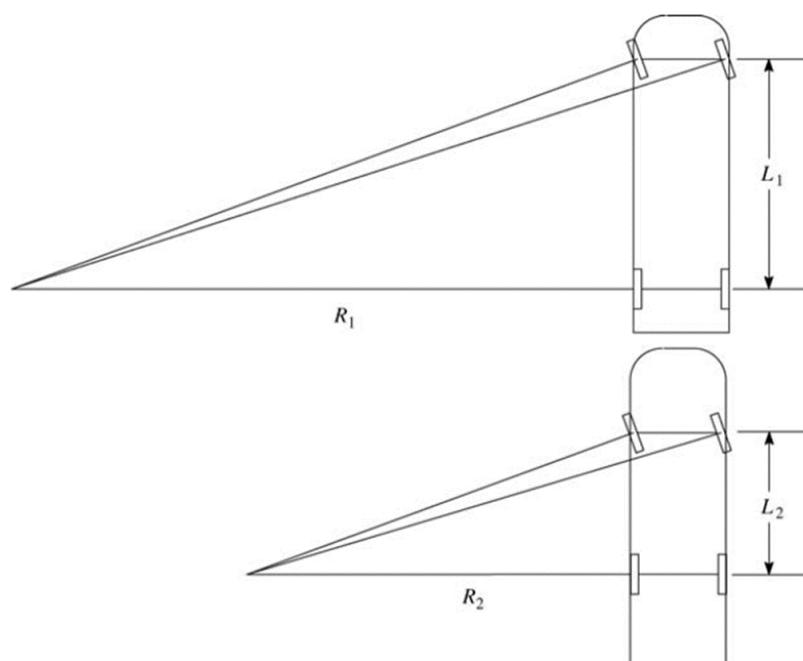


Figura 2.21 - Raio de giro de um ônibus melhorado em ângulo de direção constante pelo uso de uma distância entre eixos reduzida com saliência da carroceria.
 Fonte: DIXON, 2009.

Caminhões não articulados geralmente possuem dois eixos traseiros (figura 2.22), nesse caso o centro de giro cinemático está alinhado com o ponto médio entre os eixos traseiros, resultando em ângulos de deslizamento entre os pneus traseiros que lutam entre si. Posicionar os eixos traseiros o mais próximo possível reduz isto. (DIXON, 2009)

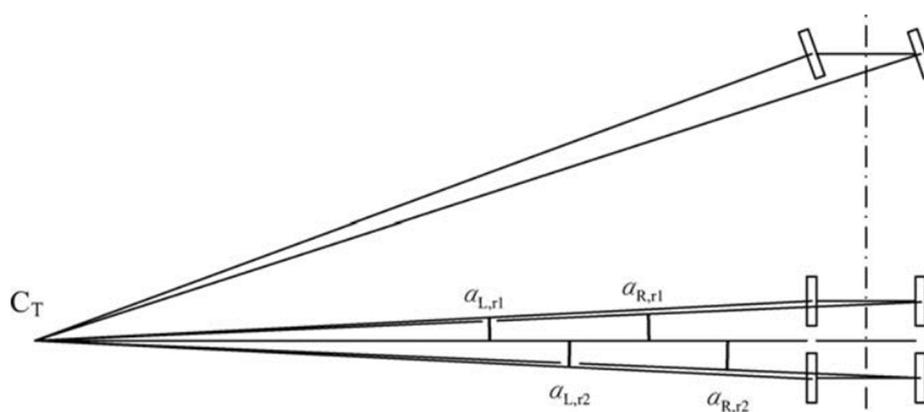


Figura 2.22 - Viragem cinemática de um caminhão com dois eixos traseiros.
 Fonte: DIXON, 2009.

A utilização de dois eixos dianteiros direcionais geralmente ocorre em caminhões grandes com frente pesada (figura 2.23), nesse caso os ângulos de direção do segundo eixo devem ser menores que os ângulos do primeiro. (DIXON, 2009)

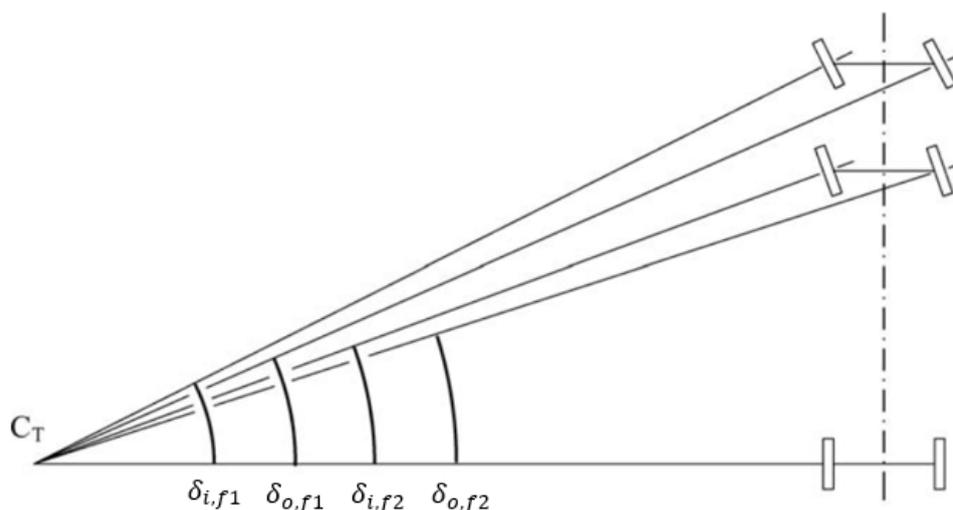


Figura 2.23 -Viragem cinemática de um caminhão com dois eixos dianteiros direcionais.
Fonte: Adaptado de DIXON, 2009.

Segundo Dixon ao utilizar duas rodas em cada extremidade de um único eixo, mesmo que se utilize um diferencial, devem possuir a menor distância axial possível entre as rodas de cada extremidade para reduzir a luta dos pneus entre si na realização de curvas em função da diferença de velocidade, apesar que este problema é menos grave que a o ângulo de escorregamento pela utilização de vários eixos. Existe uma tendência na substituição de rodas duplas por pneus simples mais largos com mais capacidade de carga.

Veículos articulados são amplamente utilizados, onde um veículo trator puxa outro veículo acoplado por uma junta esférica. Alguns exemplos são: Caminhão-trator (figura 2.24b), ônibus articulado (figura 2.24a), um carro de passeio com semirreboque (figura 2.24c). Ainda não se tem uma estabilidade satisfatória em veículos articulados, onde o chamado fenômeno “*jack knifing*” (efeito de acotovelamento) pode ser muito perigoso. (ANDRZEJEWSKI, 2006)

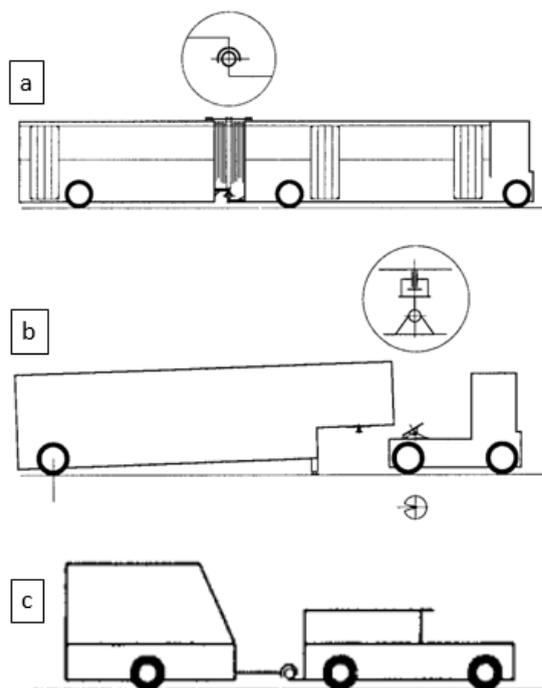


Figura 2.24 - Exemplos de veículos articulados.
 Fonte: Adaptado de ANDRZEJEWSKI, 2006.

Para veículos no sistema semi reboque o veículo trator pode dobrar em um grande ângulo, permitindo uma boa manobrabilidade figura 2.25. (DIXON, 2009)

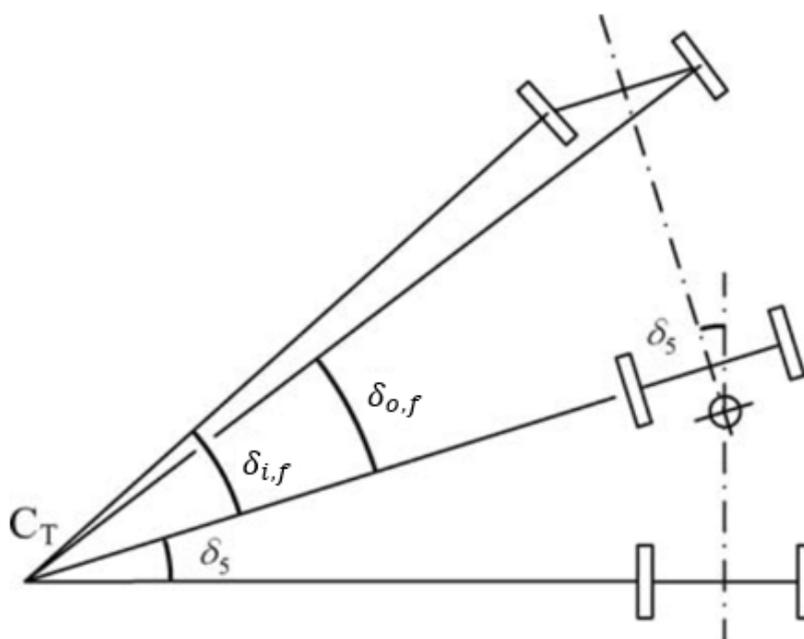


Figura 2.25 -Viragem cinemática de um carro com reboque de eixo único.
 Fonte: Adaptado de DIXON, 2009.

De acordo com Jazar (2008), é possível calcular a necessidade de espaço para uma curva de um veículo com reboque na condição de direção cinemática baseada na geometria de Ackerman. Analisando a figura 2.26 e aplicando as equações 2.15 e 2.16 para os raios mínimo (R_{min}) e máximo (R_{max}) obtêm-se os valores.

$$R_{min} = \sqrt{R^2 - a_2^2 + b_1^2 - b_2^2} - \frac{1}{2}T_t \quad (2.15)$$

$$R_{max} = \sqrt{\left(R_1 + \frac{T_v}{2}\right)^2 + (L + g)^2} \quad (2.16)$$

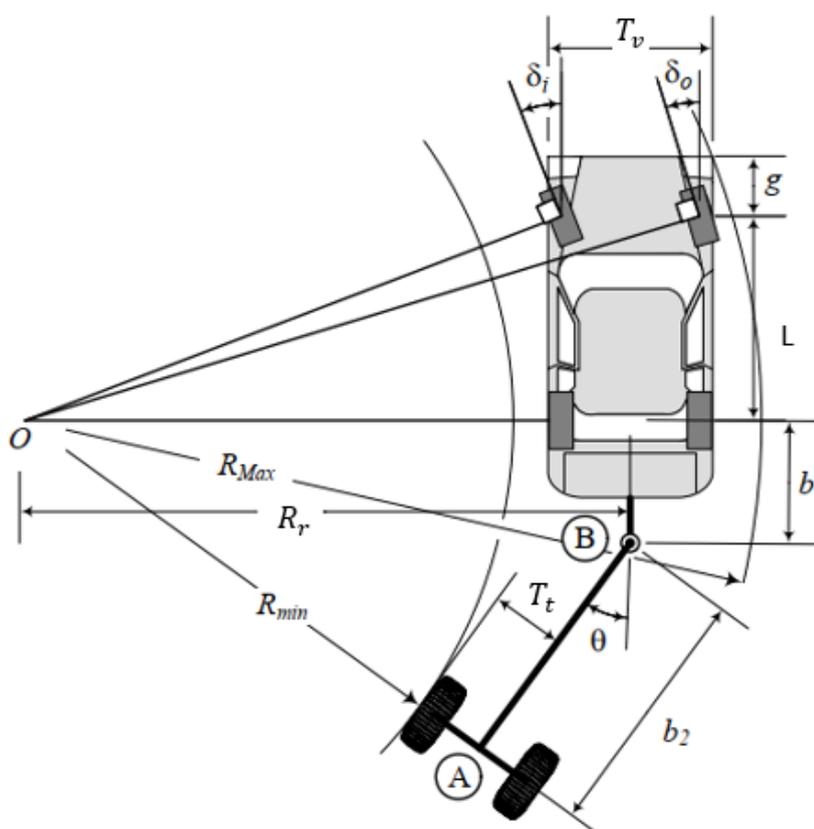


Figura 2.26 - Condição de Ackerman para um veículo com reboque.
Fonte: adaptado de (JAZAR, 2008).

2.3.2 Ângulos de direção

Para reduzir as forças de acionamento das rodas e melhorar a estabilidade da direção, adota-se uma geometria mais complexa que compreende os ângulos de direção: camber, inclinação do pino mestre, convergência e caster.

Camber: é a inclinação do plano da roda em relação a uma vertical que passa pelo centro da superfície de contato pneu/pista, tem-se camber positivo quando a parte superior é deslocada para fora e negativo quando deslocada para dentro. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

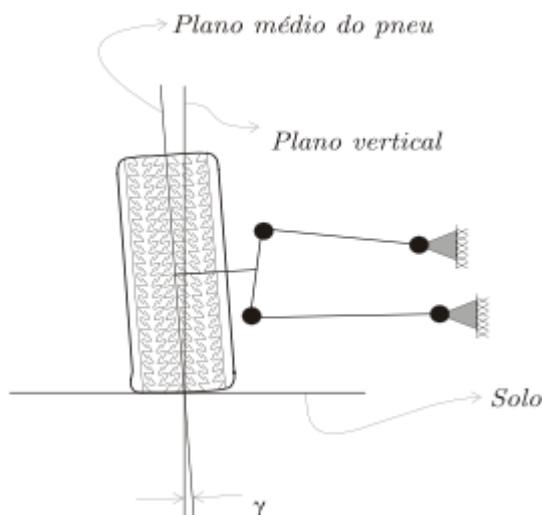


Figura 2.27 - Camber positivo.
Fonte: LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008.

A cambagem positiva auxilia a diminuir o desgaste dos pneus devido à convexidade das pistas, porém deve se adotar o menor valor possível para que não haja redução na absorção das forças laterais. Os valores mais utilizados em automóveis tendem a variar de 0° à 1° , porém para veículos esportivos podem ser encontrados valores de camber negativo para aumentar a absorção dos esforços laterais possibilitando executar curvas com maiores velocidades.

Normalmente, são admitidas tolerâncias em relação ao valor absoluto do camber, ou seja, tanto variação em relação ao valor escolhido quanto à diferença entre os valores das rodas esquerda e direita. É comum a variação do valor do camber de $\pm 30'$, porém para evitar que o veículo puxe para um lado quando em linha reta, a diferença entre os valores do camber das duas rodas não deve ser superior a $20'$, já a cambagem no eixo traseiro é função do seu tipo. Nos eixos rígidos é comum o uso de 0° com tolerância de $\pm 15'$, a fim de que o desgaste dos pneus seja uniforme. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

Inclinação do pino mestre: No início da indústria automobilística os veículos tinham uma configuração, onde suas rodas direcionais eram normais ao solo e giravam em torno de um eixo vertical, chamado de pino mestre. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

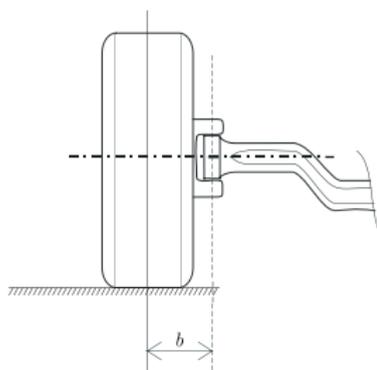


Figura 2.28 - Posição do pino mestre em veículos antigos.
Fonte: LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008.

Essa configuração gerava grandes momentos em função do braço de alavanca b , que existe entre a direção do pino e o contato do pneu com o solo, ocasionando momentos também grandes para manter a roda em uma mesma posição.

Visando diminuir o braço de alavanca adotou-se um camber positivo γ figura 2.29a, porém para conseguir uma diminuição significativa desse braço era necessário um camber positivo excessivo. Um complemento para solucionar o problema foi inclinar o pino mestre com um ângulo δ no plano vertical que contém o eixo das rodas figura 2.29b, a inclinação do pino mestre além de reduzir o braço de alavanca, também diminuiu o esforço sobre o volante, e ainda causou um efeito de retorno da direção. (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008)

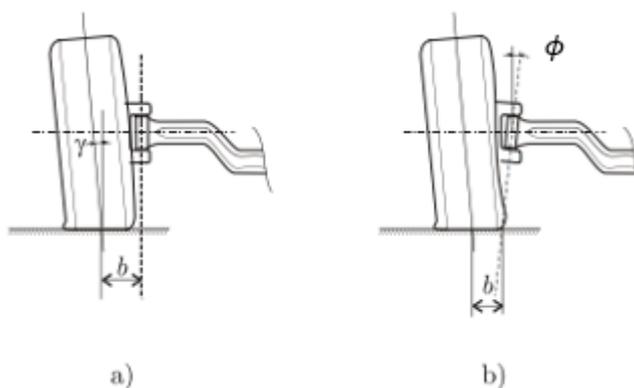


Figura 2.29: a) Cambagem para reduzir momento em torno do pino mestre. b) Inclinação do pino mestre com mesmo objetivo.
Fonte: Adaptado de LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008

Conforme Leal, Rosa e Nicolazzi (2008), a inclinação do eixo de rotação em relação ao plano médio da roda gera uma tendência ao alinhamento das rodas se as mesmas forem esterçadas, com isso é necessário menos energia para que o veículo retorne a uma trajetória retilínea. Segundo Gertz (2009), esse alinhamento das rodas proporcionado pela inclinação do pino mestre é mais perceptível em baixas velocidades.

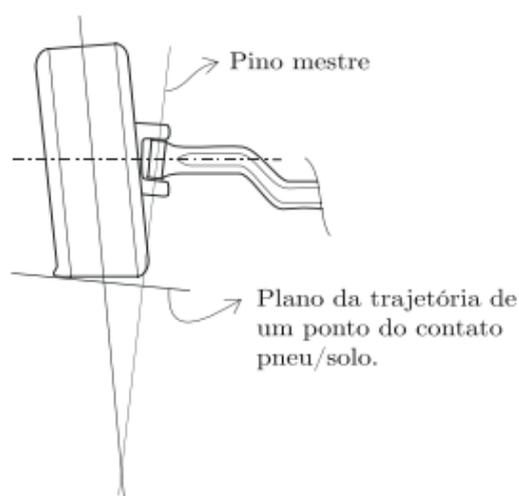


Figura 2.30: Inclinação do pino mestre e trajetórias de pontos da roda.
Fonte: LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008.

De acordo com Leal, Rosa e Nicolazzi (2008), geralmente os valores de inclinação do pino mestre ficam entre 4° e 9°, sendo mais comum algo em torno de 5°. Já Gertz (2009) diz que a faixa de variação da inclinação está entre 1° e 9°, e também menciona que comumente fica na casa dos 5°.

Convergência das rodas: Quando o veículo em posição de linha reta, a diferença em milímetro medida entre os aros na altura do centro das rodas é a convergência segundo a DIN 700220, $C = B - A$

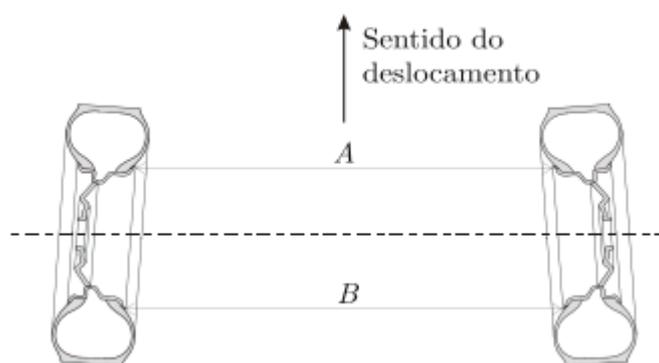


Figura 2.31: Convergência das rodas.
Fonte: LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008.

De acordo com Leal, Rosa e Nicolazzi (2008), os pneus têm seu menor desgaste obtido quando o deslocamento da roda se dá perfeitamente em linha reta. Entretanto no rolamento, surge uma força longitudinal na superfície de contato pneu/pista que, com o raio de rolamento, origina um momento que será absorvido pelos braços da direção. A elasticidade dos elementos da direção, principalmente dos seus apoios, permite que esse momento modifique a posição das rodas, fazendo com que se desloquem inclinadas em relação à direção do movimento. Para que permaneçam em linha reta, é necessário que, quando paradas, apresentem uma posição inclinada em sentido contrário.

Os eixos motriz e os não motriz possuem algumas diferenças para definição de convergência ou divergência, onde essas diferenças dependem da inclinação do pino mestre pois se o raio de rolamento for positivo os eixos não motriz serão convergentes, enquanto os eixos motriz serão divergentes, já para raio de rolamento negativo as condições serão opostas.

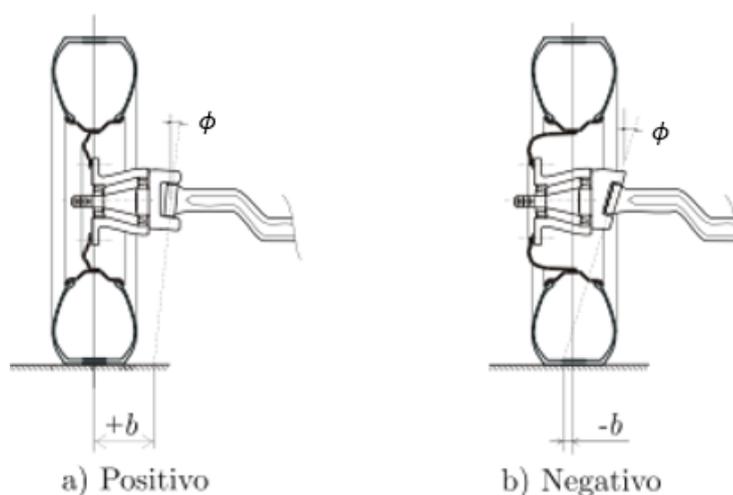


Figura 2.32: Raio de rolamento.
Fonte: Adaptado de LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008

O raio de rolamento tem grande importância nos esforços a que os braços de suspensão e direção são submetidos, ele é definido como a distância entre o plano médio do pneu e o pino mestre, e pode ser positivo ou negativo, conforme mostra a figura 2.32.

Caster: De acordo com Leal, Rosa e Nicolazzi “segundo a DIN70020, a distância ‘n’ entre o ponto de contato pneu/pista e o ponto em que o prolongamento do pino mestre encontra o solo, medida na projeção em um plano médio vertical do veículo”.

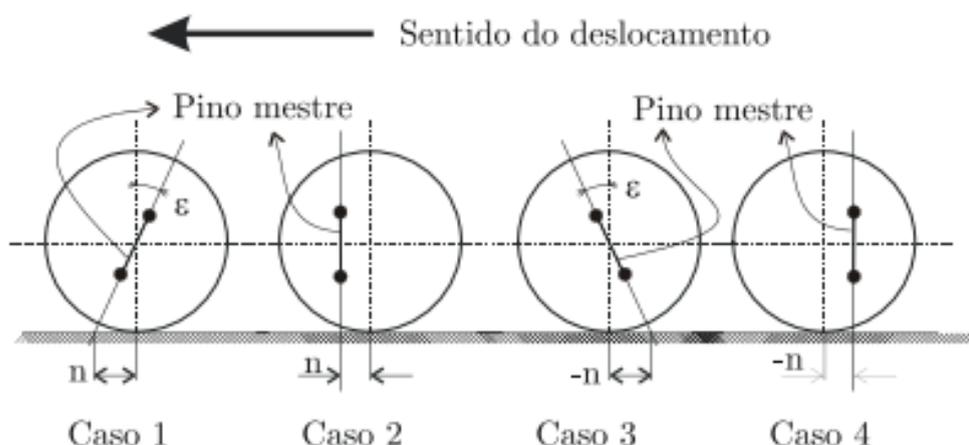


Figura 2.33: Obtenção do caster, casos 1 e 2 tração traseira, casos 3 e 4 tração dianteira.
Fonte: LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2008

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2008), para veículo de tração traseira é indicado caster positivo, pois a resistência ao rolamento tende a alinhar a roda no sentido de deslocamento, enquanto para veículos de tração dianteira é recomendado utilizar caster negativo devido o sentido de força de tração.

O caster pode ser obtido através da inclinação do pino mestre com um ângulo ϵ , ou através do deslocamento do pino mestre em relação ao eixo.

Uma análise da frequência de utilização do ângulo caster para as três concepções de veículo - standart (motor dianteiro com tração traseira) tem ϵ entre 0° a 4° , motor e tração traseiros têm ϵ entre 8° a 12° , e motor e tração dianteiros têm ϵ entre -1° a 3° . Tolerância $\pm 30'$

Para estabilidade o caster positivo, por realizar o contato do pneu com o solo ser atrás da interseção da projeção do pino mestre no solo, é uma característica desejável. O exemplo mais comum de caster positivo é um carrinho de compras. As rodas são livres para girar em

torno do eixo de direção e, quando o carrinho é empurrado para frente, as rodas se alinham automaticamente para a posição direta. (STONE, 2004)

2.3.3 Mecanismos de direção

Para o esterçamento das rodas é necessário um sistema de direção, este sistema possui mecanismos que realizam o movimento.

Segundo Jazar (2008), o ponto inicial de um sistema de direção é um volante ou alavanca de direção, que é a entrada do movimento e transmite através de um mecanismo de direção a saída para as rodas direcionáveis. Cada roda tem sua direção controlada por um braço de direção.

Para carros de passeio terem uma boa manobrabilidade, de acordo com Jazar (2008), é necessário transmitir um ângulo de aproximadamente 35° nas rodas dianteiras. Dixon (2009), diz que ônibus com distância entre eixos tipicamente mais curta os ângulos são maiores que o normal, podendo chegar a 50° .

2.3.3.1 Conceito de mecanismo

De acordo com Norton (2008) quando um movimento qualquer é transformado em um padrão desejado por um dispositivo, e isso geralmente acaba gerando forças de baixa intensidade e transmitindo pouca potência, esse dispositivo pode ser definido como um mecanismo.

Norton (2010) também menciona que uma definição útil de mecanismo é um sistema de elementos unidos e organizados para transmitir movimento de uma maneira predeterminada. Segundo Hunt (1978) mecanismo é um meio de realizar a transmissão, o controle e a limitação de um movimento relativo.

De acordo com Norton (2010), mecanismos se pouco carregados e com baixas velocidades de funcionamento, podem ser tratados estritamente como dispositivos cinemáticos. Máquinas, por outro lado, devem ser tratadas primeiramente como dispositivos e na sequência analisados pelos princípios da cinética.

Para resolver problemas em projetos de máquinas umas das primeiras coisas a serem feitas é em função dos movimentos desejados definir uma configuração cinemática.

Conforme Tsai (2001) em um mecanismo ou máquina os corpos rígidos que fazem parte de sua composição são chamados de elos, quando dois ou mais elos são conectados tem-se um par cinemático.

Os chamados de pares cinemáticos, de acordo com Reuleaux (1963) podem ser classificados como par inferior e par superior, essa classificação se dá em função do tipo de contato: Nos pares cinemáticos inferiores o contato é de superfície nas juntas; Nos pares cinemáticos superiores, às juntas de contato são através de ponto ou linha.

Um conjunto de elos conectados por juntas formam uma cadeia cinemática (IONESCU, 2003; TSAI, 2001), esse conjunto deve permitir um movimento de saída, o qual pode ser controlado em função do fornecimento de um movimento de entrada.

Existem três formas de representação das cadeias cinemáticas, que podem ser vistas na figura 3.38. A primeira forma de representação seria a esquemática funcional, onde os elos e juntas são representados de maneira real sendo possível visualizar detalhes dos componentes como eixos, engrenagens. A segunda forma é a representação estrutural, nessa representação os elos são desenhados como polígonos, e os vértices desses polígonos são as juntas. A terceira é representação por grafos onde os vértices correspondem a representação dos elos, e as juntas são representadas pelas arestas.

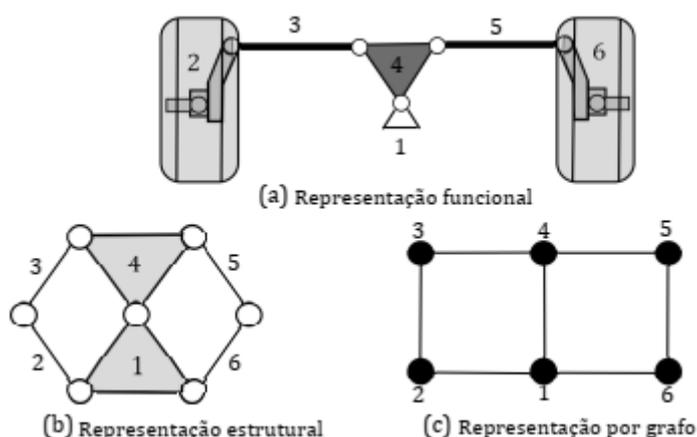


Figura 2.34: Representação das cadeias cinemáticas e mecanismos.

Fonte: adaptado de NÚÑEZ, 2014.

Um mecanismo é uma cadeia cinemática em que pelo menos um de seus componentes (elos), possui uma ligação presa ou aterrada, a uma base ou estrutura de referência, onde essa estrutura pode estar em movimento (IONESCU, 2003; TSAI, 2001). O elo de entrada de

movimento em um mecanismo, faz com que haja restrição ao movimento dos outros elos. Então um dispositivo que transforma movimento e/ou torque entre elos é um mecanismo.

Uma cadeia Cinemática formada por um mecanismo plano, tem a sua mobilidade M relacionada ao número de elos k , número de pares inferiores J_1 e ao número de pares superiores J_2 . Conforme o critério de Kutzbach a mobilidade pode ser encontrada com a equação: (HAPPIAN-SMITH, 2001)

$$M = 3(k - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (2.17)$$

2.3.3.2 Exemplos de mecanismo de direção

Serão apresentados alguns modelos de mecanismos de direção conhecidos que são utilizados comercialmente. De acordo com Jazar (2008), mecanismos de direção possuem inúmeras configurações, com vantagens e desvantagens.

A figura 2.35 apresenta um exemplo de mecanismo de direção de paralelograma, este sistema é comum em veículos de roda dianteira independentes. (JAZAR, 2008)

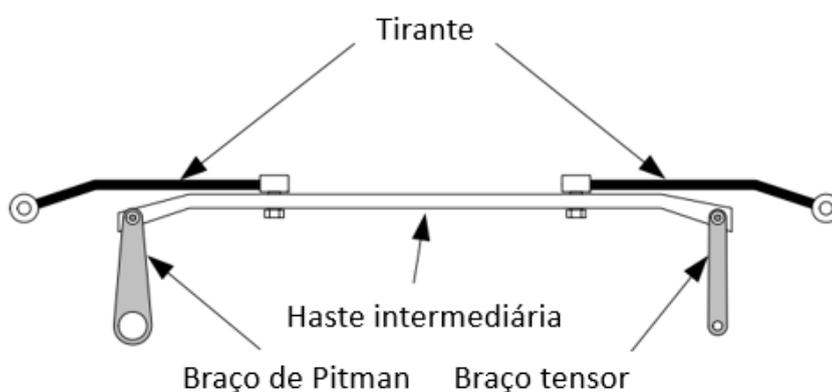


Figura 2.35: Exemplo de ligação de direção de paralelograma e seus componentes.
Fonte: adaptado de JAZAR, 2008

Um sistema de direção de cremalheira e pinhão está representado na figura 2.36. A caixa de direção converte o movimento rotativo recebido em movimento de translação e através das barras de direção aciona os braços de direção que convertem o movimento em movimento angular novamente para o esterçamento das rodas. (JAZAR, 2008)

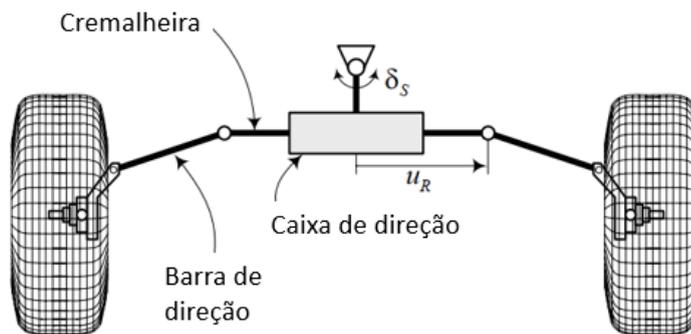


Figura 2.36: Um sistema de direção de pinhão e cremalheira.
Fonte: adaptado de JAZAR, 2008

É possível obter grandes ângulos de direção utilizando sistema de direção de braço de alavanca, sistema muito utilizado em caminhões com distâncias entre eixos grandes e rodas do eixo dianteiro com sistema independente. A figura 2.37 apresenta esse tipo de articulação de direção.

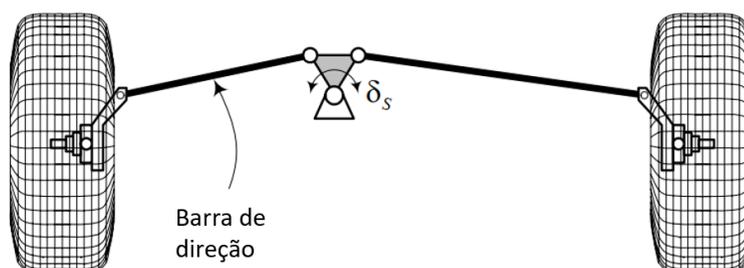


Figura 2.37: Um sistema de direção de braço de alavanca.
Fonte: adaptado de JAZAR, 2008

Em alguns casos, é mais vantajoso o comando de direção se conectar a apenas uma roda, e esta através de uma barra de direção transmitir o movimento para a outra roda. Geralmente utilizado em veículos com eixo dianteiro rígido como ônibus e caminhões, a figura 2.38 permite visualizar esse mecanismo. (JAZAR, 2008)

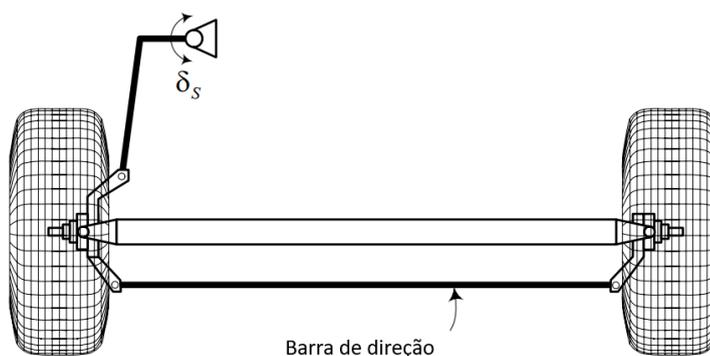


Figura 2.38: Um sistema de direção de ligação de arrasto.
Fonte: adaptado de JAZAR, 2008

Exemplo de conexão de um mecanismo usando uma ligação trapezoidal ligando a roda direita à roda esquerda para ser conectado ao braço Pitman é mostrado na figura 2.39.

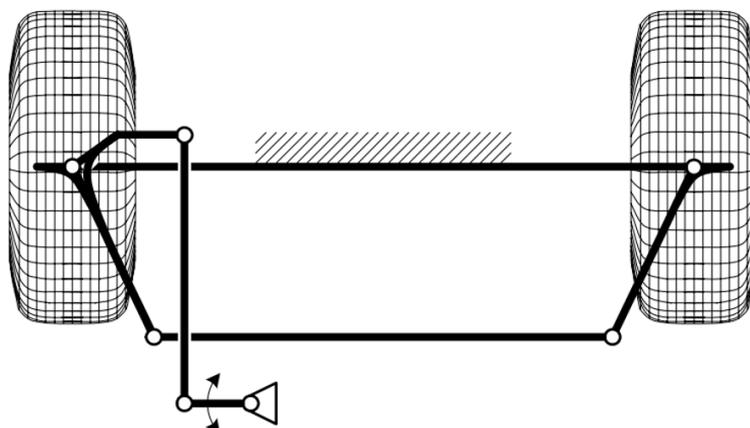


Figura 2.39: Braço Pitman conectado a um mecanismo de direção trapezoidal.
Fonte: adaptado de JAZAR, 2008

Veículos que necessitam grandes ângulos de direção nas rodas dianteiras como ônibus e caminhões grandes geralmente possuem sistemas de direção mais sofisticados com mecanismos multi-barras, pois permitem que o volante possa ser colocado a mais de dois metros a frente do eixo dianteiro. A figura 2.45 apresenta um exemplo deste sistema.

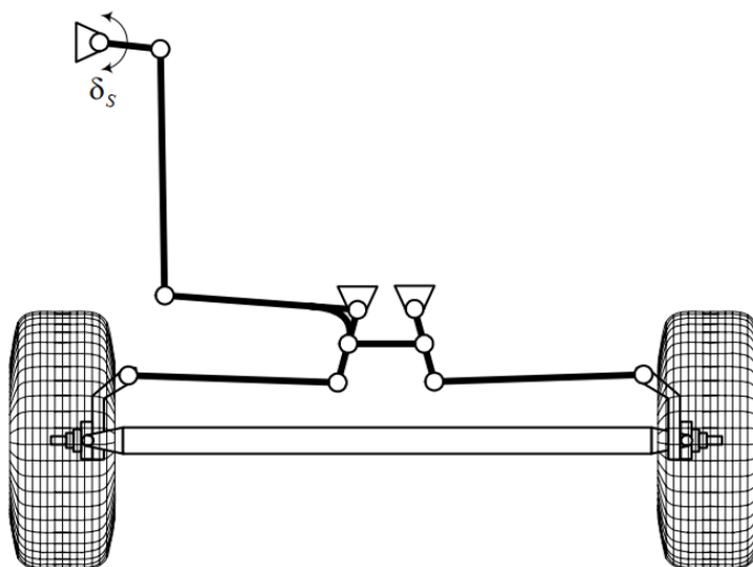


Figura 2.40: Um mecanismo de direção multi-barras.
Fonte: adaptado de JAZAR, 2008

3 METODOLOGIA

Para o desenvolvimento deste trabalho objetivou-se a resolução de um problema real. Desta forma a metodologia utilizada teve a seguinte sequência:

A escolha do objeto de estudo abordado deu-se em função do desenvolvimento de um implemento agrícola. Este implemento apresentou uma necessidade de proposta para o seu sistema de direção.

Para elaboração da proposta, fez-se necessário busca de alguns conceitos, desta forma foi realizada uma pesquisa bibliográfica sobre teorias que influenciam a dirigibilidade de um veículo, com foco mais direcionado a mecanismos e geometrias de direção.

Baseado nos conceitos sobre geometria de direção, mecanismo de direção, comportamentos desejados, foi feita a análise de um mecanismo de direção utilizado em um produto já comercializado na empresa Indutar (empresa que fará a produção e comercialização do implemento que está em estágio de teste).

Ao analisar o sistema de direção em um produto já existente na empresa, constatou-se que o modelo de mecanismo é capaz de realizar os movimentos necessários, porém para o trabalho exigido foi necessário redimensionamento a fim de contemplar a geometria de direção.

A figura 3.1 apresenta o fluxo deste trabalho, na figura é possível observar uma linha tracejada retornando do final para um ponto específico, isto ocorre pois os últimos quatro tópicos permitem realizar um ciclo de realimentação no intuito de constante melhoria.

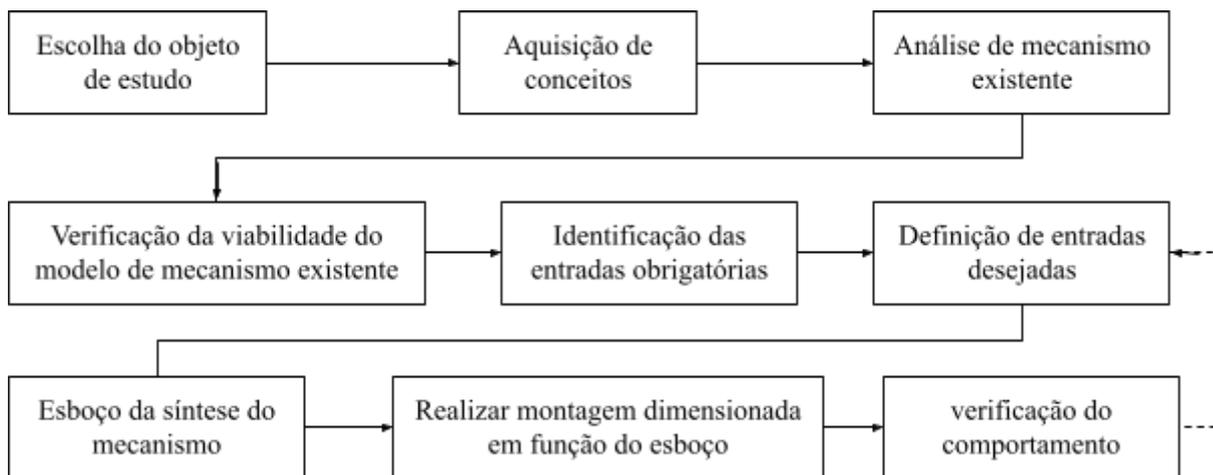


Figura 3.1: Fluxograma da metodologia.

Fonte: Autor

Para o correto dimensionamento do mecanismo foi realizada análise geométrica com ferramenta de *software CAD (Computer Aided Design)* que permitiu a análise dos comportamentos e respostas em função de condições de entrada. Algumas destas condições estavam pré definidas pelo fato de diminuir custos de produção pela adequação às geometrias aplicadas em outros equipamentos, outras condições foram determinadas em função de conhecimentos adquiridos durante a pesquisa bibliográfica.

Utilizando o software primeiramente montou-se uma síntese do mecanismo do mecanismo através de um “*sketch*” (esboço), introduzindo as condições de entrada (distância entre eixos, largura entre os pneus, etc.). Com os valores estimados no esboço foram modeladas e dimensionadas as peças, e então realizada a montagem 3D no mesmo software.

Com a montagem 3D foi possível simular algumas condições para testar e constatar a viabilidade do mecanismo fazendo comparações. Após essas comparações foi possível projetar uma proposta para fabricação de um novo mecanismo.

4 DESENVOLVIMENTO

Neste capítulo será apresentado uma síntese do histórico do projeto, e uma proposta de mecanismo de direção.

Desde a idealização do implemento trabalhou-se com a ideia de reboque. Por questões de custo para os primeiros testes do implemento foi confeccionado um protótipo reduzido na configuração semirreboque conforme pode ser observado na figura 4.1. Essa construção foi importante na análise e realização de ajustes necessários para obtenção do objetivo primário que é a destruição da “soqueira” de algodão no seu manejo.

Este modelo reduzido foi fabricado para testar e definir alguns parâmetros como tamanhos de navalhas, sistema autolimpante de palha, ângulo de ataque de corte dos rolos, peso/pressão das navalhas no solo.



Figura 4.1: Implemento reduzido para primeiros testes.

Fonte: Autor

Após definir as configurações necessárias para atingir o objetivo com o manejo do algodão, foi realizada a confecção do primeiro protótipo na versão reboque com as dimensões idealizadas para sua comercialização, a figura 4.2 apresenta uma foto deste protótipo.



Figura 4.2: Imagem do protótipo nas dimensões idealizadas para comercialização.
Fonte: Autor

A figura 4.3 apresenta a distância entre eixos do protótipo desenvolvido, esta dimensão é importante para a análise que será apresentada no decorrer deste capítulo. Este implemento veículo reboque possui uma distância entre eixos de 8196 mm, os eixos dianteiro e traseiro possuem a mesma largura que é de 3488 mm no ponto central dos pneus quando em contato com o solo.

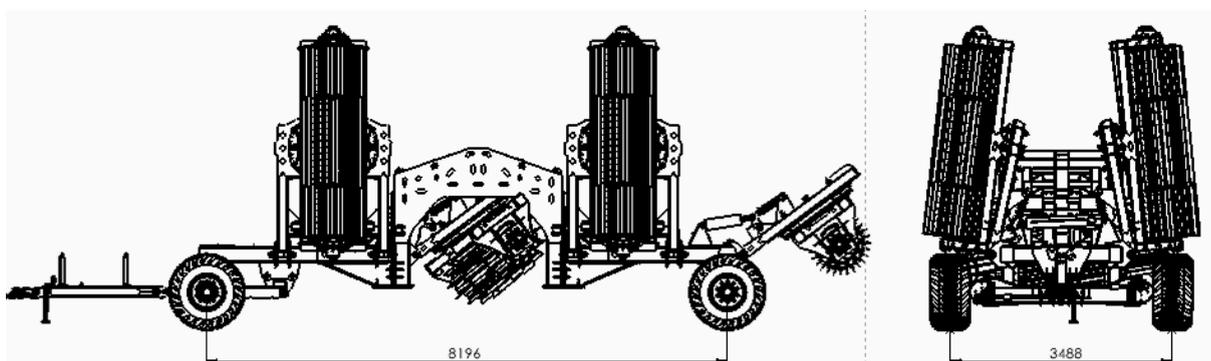


Figura 4.3: Dimensões da distância entre eixos e da largura dos eixos.
Fonte: Autor

Para a construção do protótipo, com a finalidade de reduzir custos e otimizar o processo, procurou-se utilizar componentes ou peças de componentes da linha de produtos

existentes na fábrica da empresa Indutar, esses itens foram os eixos traseiro e dianteiro e o cabeçalho. O eixo dianteiro possui rodas direcionais.

A fim de possibilitar a utilização de componentes de linha, alguns itens necessitam ajustes, sendo o principal o que envolve mecanismo de direção, pois o produto de linha ao qual faz parte, possui uma distância entre eixos com valor diferente do protótipo para testes no algodão.

4.1 MECANISMO DE DIREÇÃO EXISTENTE NA LINHA DE PRODUTO

O sistema de direção do eixo utilizado em outro produto da fábrica é similar a um sistema de direção de braço de alavanca, apresentado na figura 2.42, porém com uma peculiaridade o elo terciário que é conectado as barras de direção foi substituído por um elo binário onde tanto a barra de direção esquerda quanto a barra de direção direita são conectadas na mesma junta, como é possível ver na figura 4.4.

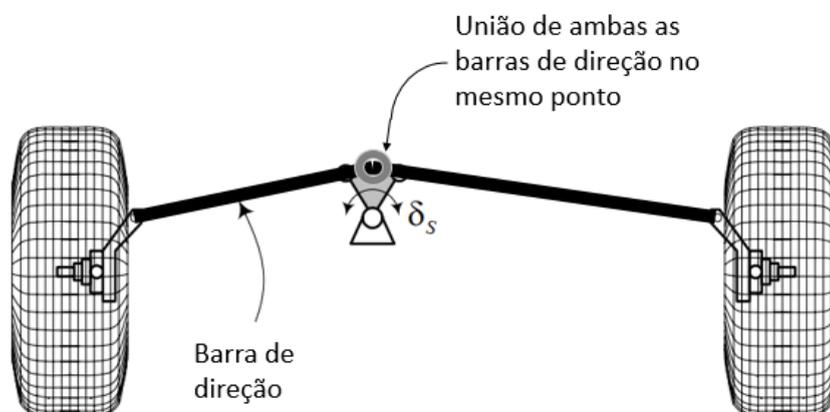


Figura 4.4: Mecanismo de braço de alavanca adaptado.
Fonte: Adaptado de JAZAR, 2008

Percebe-se através do cálculo de mobilidade que o mecanismo permanece com 1 GDL, mesmo alterando sua configuração em relação ao mecanismo utilizado no sistema de direção braço de alavanca.

$k = 6$ (número de elos)

$J = 7$ (5 juntas simples; uma junta múltipla equivalente a 2 juntas)

$$M = 3(L - 1) - 2J \quad (4.1)$$

$$M = 3(6 - 1) - (2 * 7)$$

$$M = 1$$

Os componentes deste mecanismo podem ser vistos na figura 4.5

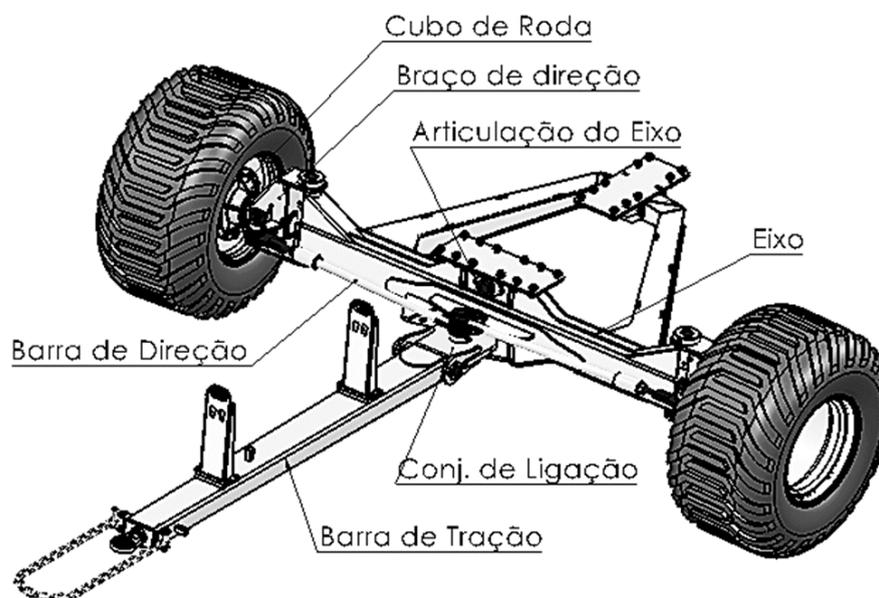


Figura 4.5: Vista isométrica do conjunto eixo dianteiro dianteiro.
Fonte: Autor

4.1.1 Análise do mecanismo de direção existente

Analisando o mecanismo já existente é possível constatar algumas características, as quais serão evidenciadas neste tópico.

Com o intuito de compensar desníveis no perfil do solo, o sistema de direcionamento dianteiro possui uma articulação do eixo, o que evita acúmulo de tensões por flexão do chassis, através da figura 4.5 é possível identificar a localização da articulação do eixo. A figura 4.6 apresenta os limites desta articulação com um ângulo de 10°, onde as variações no relevo podem ter uma diferença de até 666 mm entre o pneu esquerdo e o pneu direito.

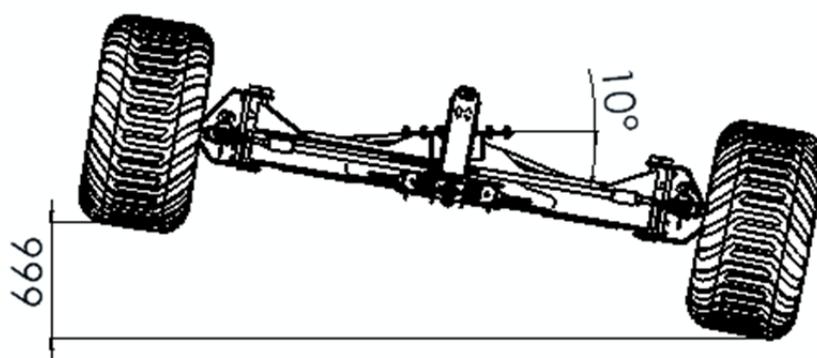


Figura 4.6: Vista frontal do final de curso da suspensão.
Fonte: Autor

A figura 4.7 apresenta a estrutura central do eixo dianteiro, a estrutura está sendo apresentada de forma individual para que possa ser observado os ângulos das buchas de articulação da roda em comparação com o plano vertical, estes ângulos determinam a geometria caster e a inclinação do pino mestre, estas buchas são utilizadas para acoplamento dos braços de direção.

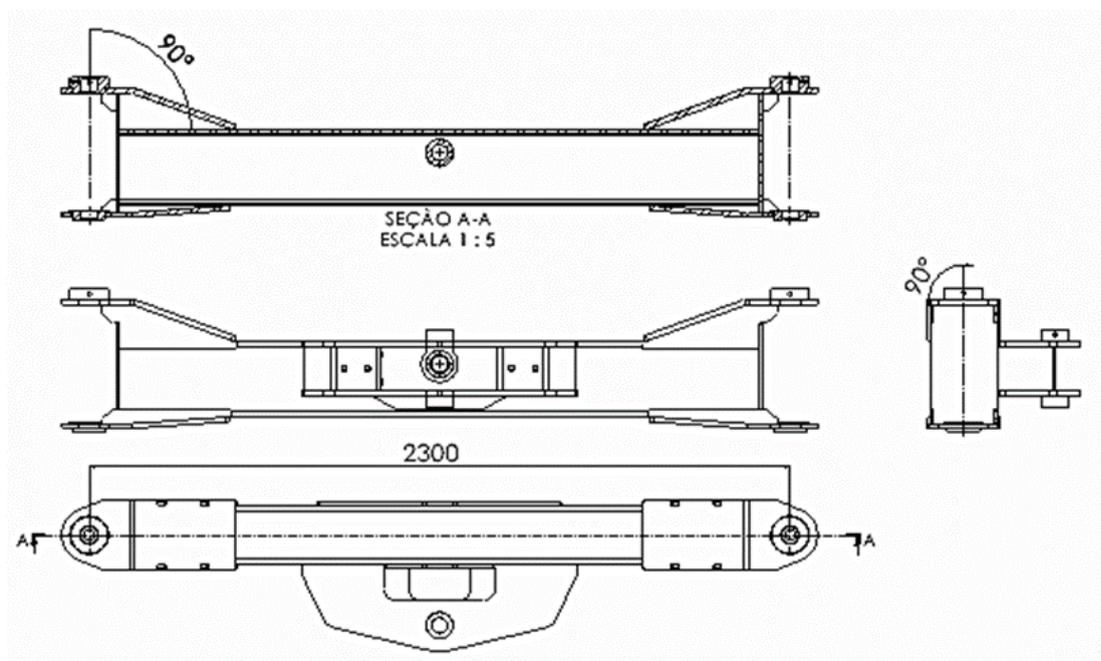


Figura 4.7: Vistas ortogonais do eixo dianteiro.
Fonte: Autor

É possível observar que o ponto de ligação dos braços de direção fica localizado na linha central do eixo e formando ângulo de 90° em ambos os sentidos, podendo se perceber

que não foi adotado inclinação no pino mestre em nenhum sentido, sem agir para diminuição do torque gerado pelo contato do pneu no solo.

A figura 4.6 em conjunto com a figura 4.9, também permite verificar que o câster projetado é nulo, pois para uma condição diferente seria necessário inclinação do pino mestre com um ângulo de rotação em relação ao eixo y, ou através do deslocamento do pino mestre em relação ao eixo central da roda. Como foi mencionado na revisão bibliográfica.

As figuras 4.8 e 4.9 permitem a visualização do ângulo de camber quando o eixo direcional encontra-se sem esterçamento, o valor do ângulo é de 1° o qual de acordo com a bibliografia deste estudo se encontra dentro da faixa de utilização.

Devido ao pino mestre estar em uma condição que encontra-se a um ângulo de 90° em relação ao plano horizontal do eixo de direção tanto em relação a referência do eixo “x” quanto a do eixo “y”, o valor do ângulo de câber não sofre variação em decorrência do esterçamento das rodas.

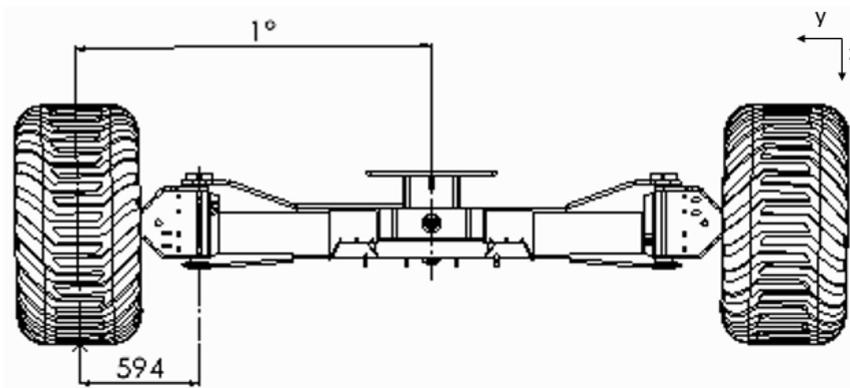


Figura 4.8: Vista frontal do conjunto eixo dianteiro completo.

Fonte: Autor

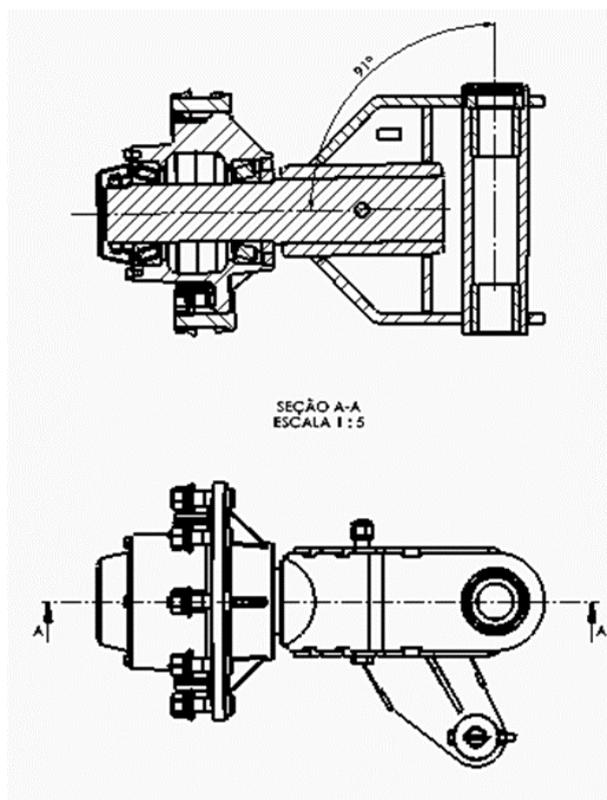


Figura 4.9: Projeção do braço de direção e vista em corte.
Fonte: Autor

O mecanismo direcional é simétrico, dessa forma os esterçamentos tanto para esquerda quanto para a direita tem o mesmo comportamento. Para o esterçamento das rodas a entrada do movimento se dá pela barra de tração que pode chegar a um máximo de 38° permitido pelo batente mecânico.

As barras de direção possuem sistema de regulagem com roscas, estas regulagens são utilizadas para compensar variações no processo produtivo, a regulagem também pode ser utilizada para alterar a condição das rodas entre condições de convergência, paralela e divergência, a máxima convergência permitida pelo sistema de regulagem é de 2° .

Será analisado o comportamento apenas nas condições de convergência e paralela, pois a condição de divergência é indicada para veículos que possuem tração nas rodas do eixo em questão.

A tabela abaixo apresenta os valores de esterçamento máximo das rodas interna e externa, quando realizada a regulagem para a condição paralela e de máxima convergência permitida das rodas, essa regulagem é realizada com a barra de tração alinhada ao eixo longitudinal do implemento. É possível observar estes valores na figura 4.10

Tabela 1: Esterçamento em função da condição das rodas

Tipo de regulagem das rodas	Roda interna esterçamento max.	Roda externa esterçamento max.
Rodas paralelas	25,3°	18,75°
Rodas c/ convergência de 2°	24,3°	18,5°

Fonte: Autor

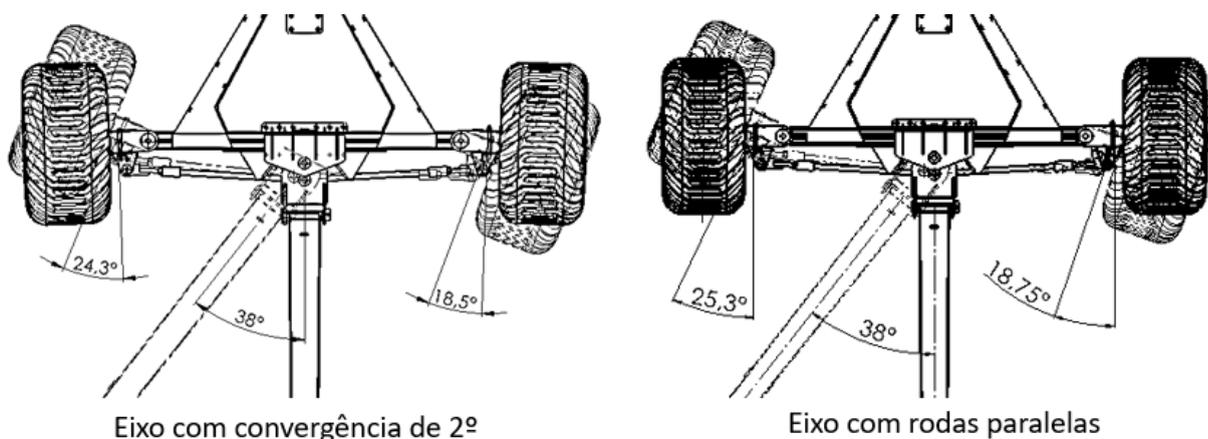


Figura 4.10: ângulos máximos de esterçamento.

Fonte: Autor

Ao realizar a montagem dentro do software deste eixo no implemento, é possível contemplar a condição de Ackermann com a regulagem das barras de direção para uma convergência de aproximadamente 1,86°. A figura 4.11 apresenta o centro de giro quando as rodas estão reguladas para uma convergência de 1,86° e se esterça até o ponto máximo permitido pelo batente.

Outra condição que é possível observar na figura 4.11 é que o raio de giro do veículo trator é menor que o raio de giro do veículo reboque, os valores são de 22.389mm para o veículo trator, e 22.799mm para o veículo reboque.

Os valores de raio de giro apresentados na figura 4.11 são relativos ao centro dos eixos dianteiros, tanto do veículo trator como do veículo reboque.

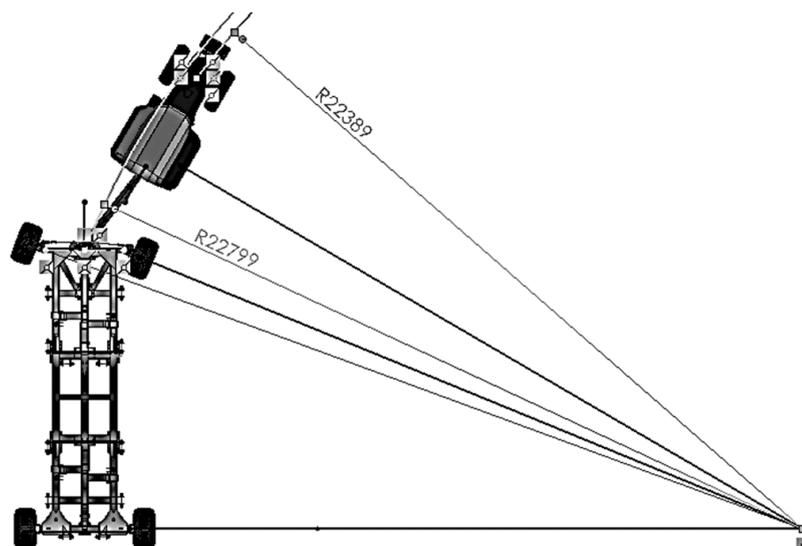


Figura 4.11: Centro de giro com de convergência de aproximadamente $1,86^\circ$.
Fonte: Autor

Ao veículo reboque realizar um raio de giro superior ao raio de giro do veículo trator, a barra de tração conforme pode ser observado na figura 4.12, tem um aumento do seu ângulo em relação ao trator na parte interna do veículo no valor de aproximadamente $7,4^\circ$.

Esta variação de ângulo entre a barra de tração e o veículo trator, que causa aumento do ângulo no lado interno em relação ao centro de giro, é um comportamento diferente do desejado. O indicado seria esse ângulo reduzir e consequentemente o raio de giro do eixo dianteiro do reboque ser menor que o raio de giro do eixo dianteiro do trator.

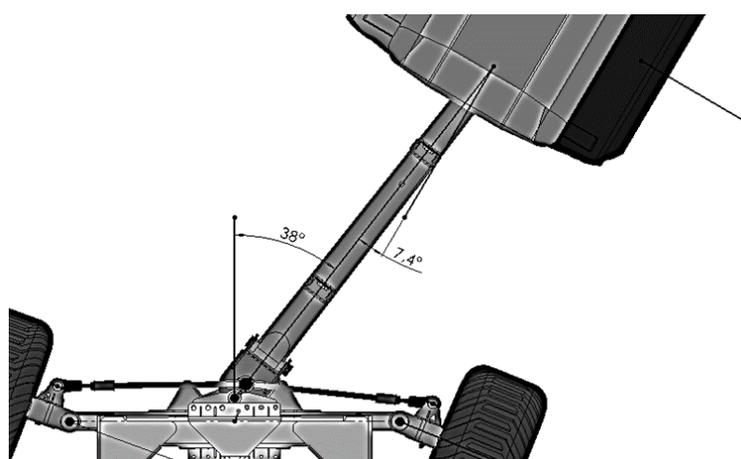


Figura 4.12: Ângulos da barra de tração quando em convergência de aproximadamente $1,86^\circ$ e realizado o máximo esterçamento das rodas.
Fonte: Autor

Neste caso está sendo realizada uma curva para a direita, e apesar da barra de tração fazer com que as rodas tenham esterçamento no sentido da curva, seu ponto de conexão com o implemento encontra-se à esquerda do raio de giro realizado pelo eixo direcional do veículo trator.

4.2 PROPOSTA DE MELHORIA

Realizada análise da geometria e das possíveis condições de manobrabilidade do implemento, é possível realizar propostas para obter comportamentos que eliminem ou minimizem condições não desejadas.

A bibliografia indica que para uma boa capacidade de manobrabilidade é necessário contemplar uma condição de Ackermann. As barras de direção do eixo fabricado para produto de linha da empresa, quando reguladas em convergência de $1,86^\circ$, seria possível atender a condição, podendo ser uma ação a ser tomada para viabilizar o projeto em questões de custo, porém a barra de tração assume um comportamento indesejado.

Assim uma das propostas é o redimensionamento do mecanismo de direção do modelo de eixo já existente.

Esse redimensionamento visa contemplar a geometria de Ackermann com o menor raio possível, e sem atingir o limite do mecanismo que será definido por um batente mecânico, este batente tem a função de limitar o esterçamento e evitar colisões de componentes.

Com o redimensionamento é possível buscar atingir outro ponto de melhoria, que é a ampliação na variação de inclinação no eixo direcional dianteiro, esse aumento na inclinação melhora a redução dos esforços de torção e flexão que o chassi é submetido.

Através de demonstração do comportamento com uma síntese do projeto ao setor de engenharia da empresa Indutar, que aceitou as sugestões, as quais serão aplicadas no lote piloto de 3 unidades que será produzido no primeiro semestre de 2022.

De acordo com as descrições acima a proposta de melhoria tem como objetivos:

- Dimensionamento do mecanismo para contemplar geometria Ackermann;

- Raio de giro constante com menor valor possível;
- Ampliar a inclinação do eixo direcional;
- Melhorar o ângulo da barra de tração para que o raio de giro do implemento seja inferior ao do trator;
- Alterar o menor número de itens possíveis.

4.2.1 Comportamento e características da proposta de melhoria

A bibliografia encontrada mesmo apresentando conceitos esclarecedores sobre mecanismos e geometria de direção, não apresentou material que contemple a configuração específica que se enquadra no objeto de estudo, a qual se trata de um veículo reboque com rodas dianteiras esterçantes. Desta forma foram feitas sínteses utilizando um software CAD.

Algumas propostas foram criadas e apresentadas ao setor de Engenharia da empresa Indutar. A proposta aceita pelo setor de engenharia será apresentada neste trabalho em duas configurações.

A proposta em questão manteve algumas condições do eixo utilizado no produto já fabricado pela empresa, estas condições são pino mestre sem ângulo, cáster nulo, assim como cambagem de 1°.

Os ângulos de pino mestre e de cáster não foram alterados no primeiro momento, essa simplificação do sistema garante que não ocorra variações na distância da lança de tração em relação ao solo, exceto pela própria irregularidade do relevo.

Quando se tem inclinação do pino mestre ao realizar o esterçamento das rodas o eixo direcional tem sua distância em relação ao solo alterada, essa alteração geralmente é no sentido de ter um aumento na distância.

Este implemento foi dimensionado de forma que a barra de tração mantenha-se paralela ao solo como pode ser visualizado na figura 4.13, dessa forma no deslocamento do veículo trator a força realizada para movimentar o reboque seria transmitida na íntegra.

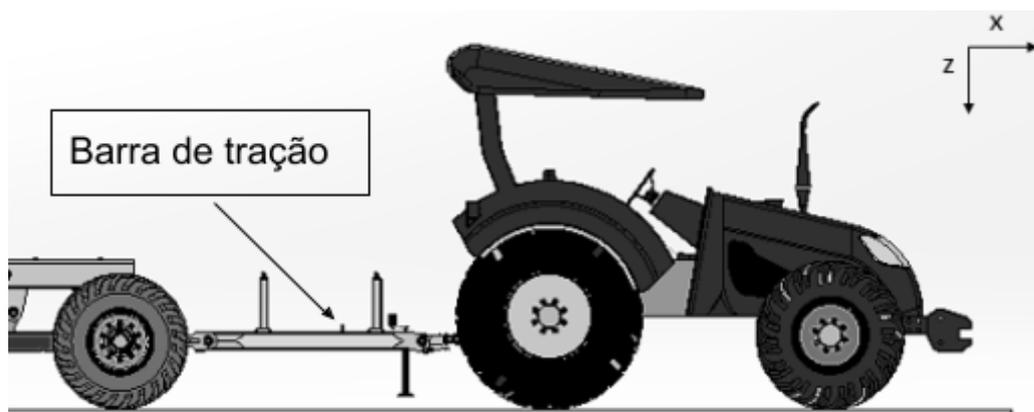


Figura 4.13: implemento engatado no trator.
Fonte: Autor

Quando o eixo dianteiro do reboque se encontra em uma condição mais elevada que o engate da lança de tração no trator, parte dessa força será no sentido “puxar” o implemento em direção ao solo, como pode ser visto na figura 4.14, aumentando a resistência ao rolamento.

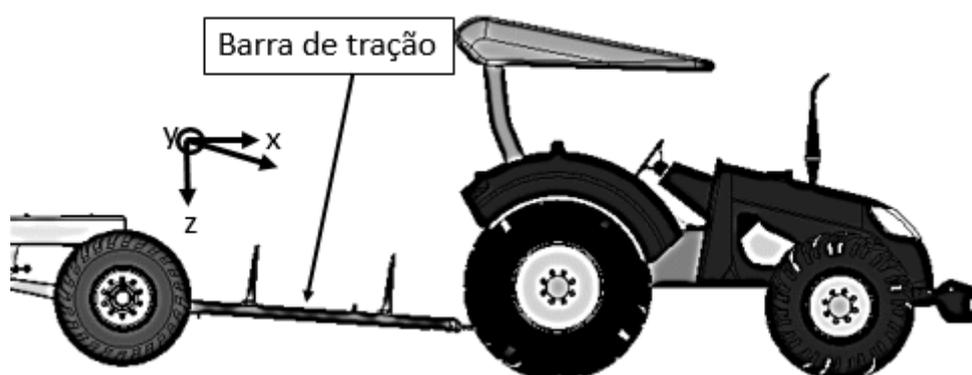


Figura 4.14: Barra de tração em posição concorrente ao solo.
Fonte: Autor

Tendo em vista que ao realizar as curvas, situação onde gera decomposição de forças, a angulação do pino mestre acrescenta um elemento, que é a variação de altura do eixo dianteiro em relação ao solo, ocasionando uma rotação da barra de tração ao redor do eixo y .

Observados conceitos para outras configurações de veículos e realizada uma análise através do auxílio do software, assim no primeiro momento foi feito um esboço e gerado restrições em função das entradas necessárias.

As informações de entradas que não podem ser alteradas são a distância entre eixos e a largura entre os pneus, assim como o comprimento seguro mínimo da barra de tração para que o pneu do trator não colida com implemento durante o volteio.

As duas configurações que serão apresentadas são com rodas paralelas e com convergência de 1°. Apesar de que as barras de direção permitem alterar os ângulos das rodas, isto também altera o centro de giro.

Outra condição que se levou em consideração para as verificações do comportamento foi o máximo esterçamento possível das rodas sem que houvesse colisão de componentes. A roda interna pode sofrer um esterçamento de até 45° sem risco de colisão, a roda externa não oferece risco.

Mesmo que a roda interna tenha condições de esterçar 45° sem colisão, adotou-se como parâmetro para o atendimento da geometria um esterçamento da roda interna em torno de 40°. Porém os batentes limitadores permitem o esterçamento até 45°.

A definição de que a geometria seja atendida para um valor de esterçamento menor que o máximo possível, objetiva a realização do volteio sem chegar ao fim do curso para evitar o efeito alavanca.

Devido ao fato das barras de direção serem ligadas ao suporte articulado dos braços de direção em um ponto a frente da linha do eixo dianteiro, esses pontos devem se encontrar mais distantes entre si e conseqüentemente do eixo central longitudinal do veículo se comparados com os pinos mestre.

Este posicionamento dos pontos de ligação da barra de direção, permite que as linhas projetadas que passam nos pontos que comandam o esterçamento das rodas venham a se interceptar no eixo central longitudinal do veículo, caso contrário a roda interna não terá esterçamento superior a roda externa e não será possível alcançar geometria de direção. As projeções utilizadas na proposta serão apresentadas mais adiante neste trabalho na figura 4.20.

Ainda como condição a ser alcançada o ângulo interno entre a barra de tração e o trator deve ser inferior a 90° durante o esterçamento das rodas. Esta condição faz com que o ponto central do eixo dianteiro do veículo reboque realize a curva em um raio de giro inferior ao raio de giro realizado pelo ponto central do eixo dianteiro do veículo trator.

Esta condição para o comportamento da barra de tração é importante para evitar o efeito conhecido no meio rodoviário como fenômeno “*jack knifing*” (efeito de acotovelamento), que é quando o reboque tenta ultrapassar o veículo trator pelo lado externo da curva.

A figura 4.15 apresenta o esboço simplificado que foi utilizado para, a partir das condições de entrada necessárias aplicadas, ser possível definir as posições dos pontos de articulação que contemplam a geometria de direção.

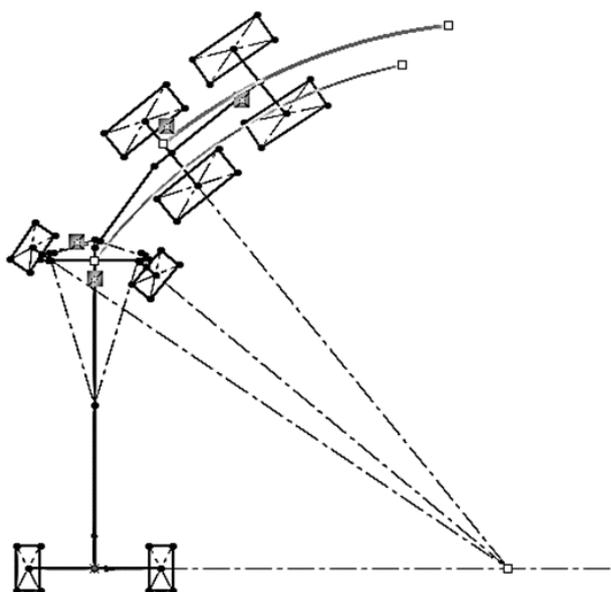


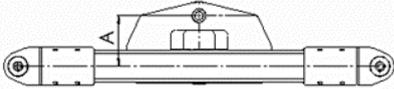
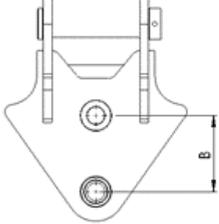
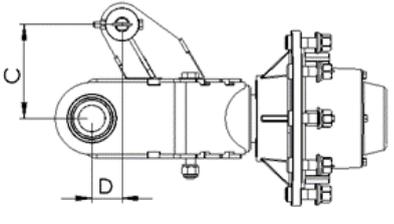
Figura 4.15: Esboço com as condições de entrada para contemplar geometria Ackerman.
Fonte: Autor

Observando o esboço as linhas projetadas ao longo dos eixos das rodas, tanto das rodas direcionais do eixo dianteiro do reboque, como da roda do eixo traseiro do trator, onde essas linhas se interceptam no prolongamento do eixo traseiro do implemento. As linhas projetadas são perpendiculares às rodas das quais foram projetadas, isso demonstra que a geometria de direção foi contemplada.

Através da figura do esboço simplificado observando os arcos, é possível perceber que as posições encontradas para os pontos de articulação permitem que o raio de giro do implemento seja inferior ao raio de giro do trator. Isto significa que foi alcançada a condição onde a barra de tração forma um ângulo interno com o trator inferior a 90° .

A tabela 2 apresenta um comparativo entre os pontos utilizados do eixo do produto já comercializado pela empresa e na proposta de eixo para o implemento que está sendo testado, sendo este em duas configurações. Para a proposta a dimensão A acabou se tornando uma condição de entrada em função do espaço necessário, já a dimensão B foi arbitrada até encontrar um comportamento desejado, resultando nas dimensões C e D que são os valores de saída em função das entradas.

Tabela 2: Comparativo das posições dos pontos do mecanismo de direção

Desenho	Descrição	Eixo de produto já fabricado	Eixo proposta	
			paral.	conv. 1°
	Distância entre a linha central do eixo e o ponto de engate da barra de tração	165,2 mm	320 mm	320 mm
	Distância entre o ponto de engate da barra de tração no eixo até o ponto de engate das barras de direção na barra de tração	125 mm	220 mm	220 mm
	Distâncias entre o ponto de conexão do suporte articulado da ponta de eixo e o eixo até o ponto de engate da barra de direção no suporte articulado da ponta de eixo	203,7 mm	202,4	198 mm
		165,1 mm	43,4 mm	63 mm

Fonte: Autor

A figura 4.16 apresenta os valores de esterçamentos máximos das rodas, quando as mesmas foram configuradas para convergência de 1°, estes valores podem ser alcançados sem risco de colisão. Se a roda interna passar do valor de esterçamento apresentado na figura 4.16 haverá colisão do pneu com o chassi, por este motivo o batente mecânico limita o movimento à condição vista na figura.

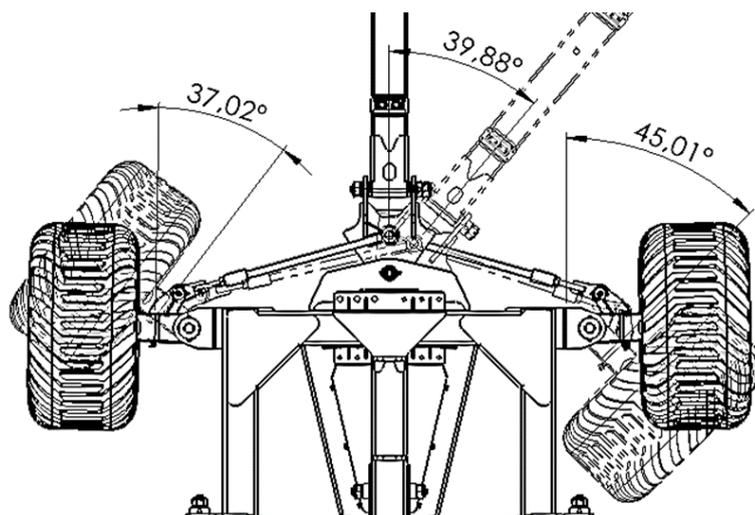


Figura 4.16: Vista superior proposta com convergência de 1º esterçamento máximo.
Fonte: Autor

É possível visualizar através da tabela 3 as diferenças entre os valores de esterçamento máximo da proposta nas duas configurações, e do eixo utilizado em produto existente.

Tabela 3: Comparativo dos ângulos máximos

Componentes	eixo existente p/ produto de linha	Proposta rodas paralelas	Proposta convergência 1º
Barra de tração	38º	39,88º	39,88º
Roda interna	25,3º	44,65º	45,01º
Roda externa	18,75º	32,27º	37,02º

Fonte: Autor

A tabela 3 apresenta os valores do eixo utilizado em outro produto apenas na configuração de rodas paralelas. A diferença entre os ângulos para uma configuração de rodas paralela e com convergência para este eixo é de no máximo 1º, por este motivo foi considerado que não seria necessário a apresentação das duas configurações na tabela para o entendimento.

Esta tabela 3 permite identificar além de uma capacidade muito superior de esterçamento das rodas, um comportamento diferente da barra de tração no mecanismo de direção aplicado no produto de linha em comparação com a proposta.

No sistema de direção pertencente ao produto de linha da empresa, a barra de tração tem um ângulo superior ao ângulo de esterçamento máximo da roda interna, enquanto na proposta o ângulo da barra de tração quando realizado máximo esterçamento fica em um valor intermediário entre a roda interna e externa.

A figura 4.17 mostra o desenho da montagem feita no software, onde foram posicionados os pontos de articulação conforme encontrados no esboço simplificado, para configuração com convergência de 1° . Nesta montagem a roda interna foi esterçada até um ângulo de aproximadamente 40° onde se contemplou a geometria de direção, o raio de giro alcançado pode ser considerado satisfatório.

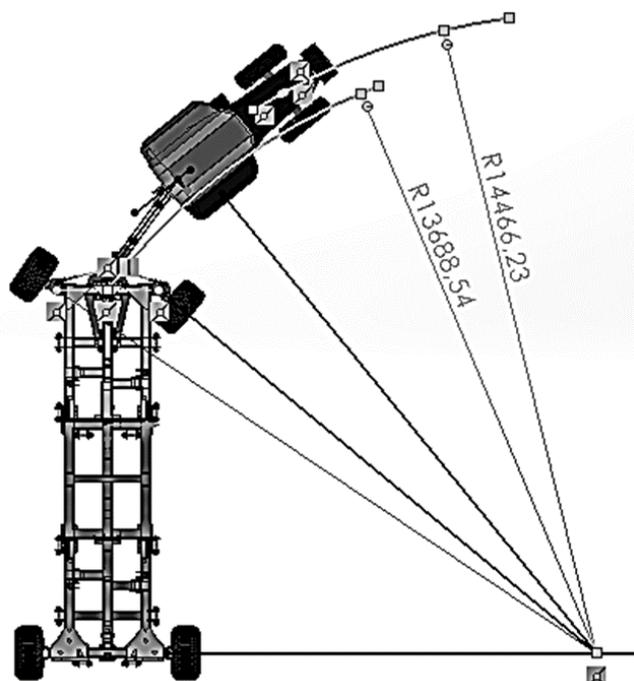


Figura 4.17: Centro de giro da proposta com convergência 1° .

Fonte: Autor

A figura 4.18 mostra o desenho da montagem feita no *software*, onde foram posicionados os pontos de articulação conforme encontrados no esboço simplificado, para configuração com rodas paralelas. Assim como na configuração de convergência a roda interna foi esterçada até um ângulo de aproximadamente 40° onde se contemplou a geometria de direção, o raio de giro alcançado pode ser considerado satisfatório. Para ambas as configurações o raio ficou em torno de 14,5m, um valor bem inferior ao que seria possível obter com o eixo existente na fábrica que ficaria aproximadamente 22,4m, ou seja, apenas neste quesito a redução fica em torno de 35%.

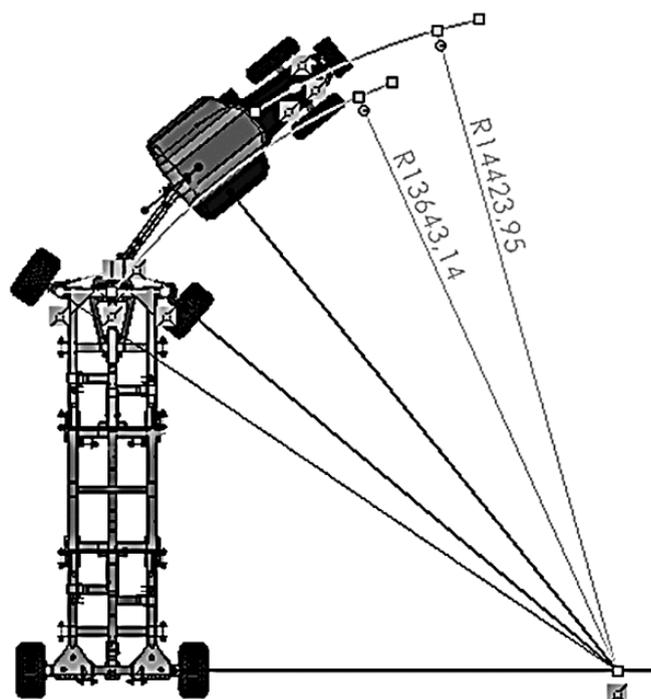


Figura 4.18: Centro de giro da proposta com rodas paralelas.
Fonte: Autor

Apesar dos pontos de ligação da barra de direção com os braços de direção terem dimensões diferentes para as duas configurações propostas, como visto na tabela 2, observando a figura 4.19 percebe-se que os ângulos da barra de tração para as duas configurações são muito similares.

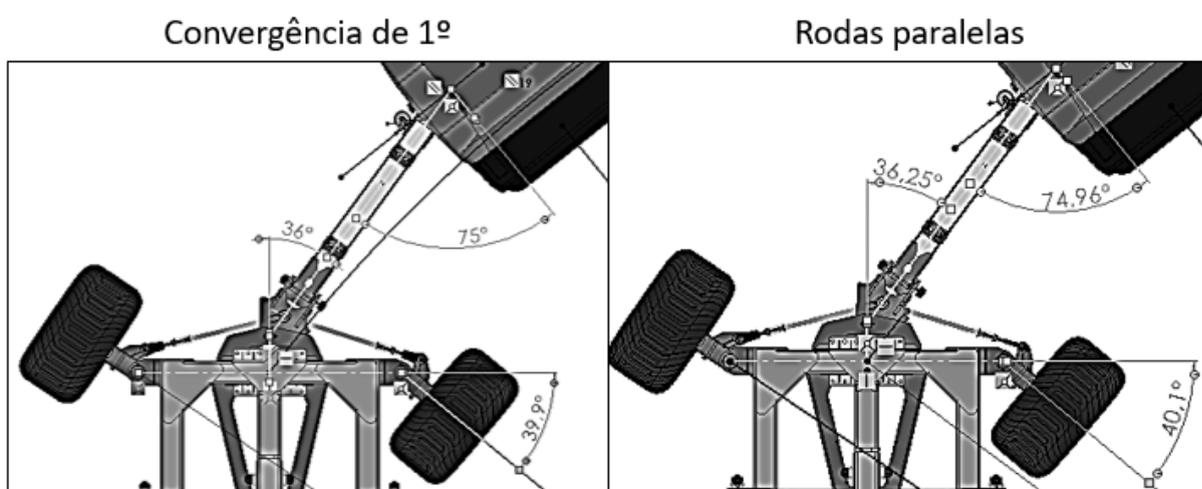


Figura 4.19: Ângulos da barra de direção nas duas configurações propostas.
Fonte: Autor

Analisando a teoria vista na bibliografia levando em consideração o valor indicado por Dixon, que é próximo a 60% da distância entre-eixos para o ponto de interseção da projeção da articulação das barras de direção. É possível observar na figura 4.20 os valores dos pontos de interseção das duas configurações.

Para a configuração com convergência a distância da interseção da projeção é 3845 mm, fazendo a divisão deste valor pelo valor de 8196 mm (entre-eixos) obtém-se aproximadamente 0,47, ou seja, em torno de 47% do valor do entre-eixos, valor abaixo do indicado por Dixon,

Para as rodas paralelas a distância da projeção é 5363 mm, dividindo pelo valor de 8196 mm (entre-eixos) resulta em um valor de aproximadamente 0,65, que equivale a 65% da distância entre eixos.

Ambos os valores podem ser considerados de certa forma próximos do indicado por Dixon, visto que ele menciona que é um valor aproximado e que depende muito da complexidade do sistema de direção. Assim o valor indicado por Dixon é um bom ponto de partida ao se iniciar o dimensionamento do sistema de direção.

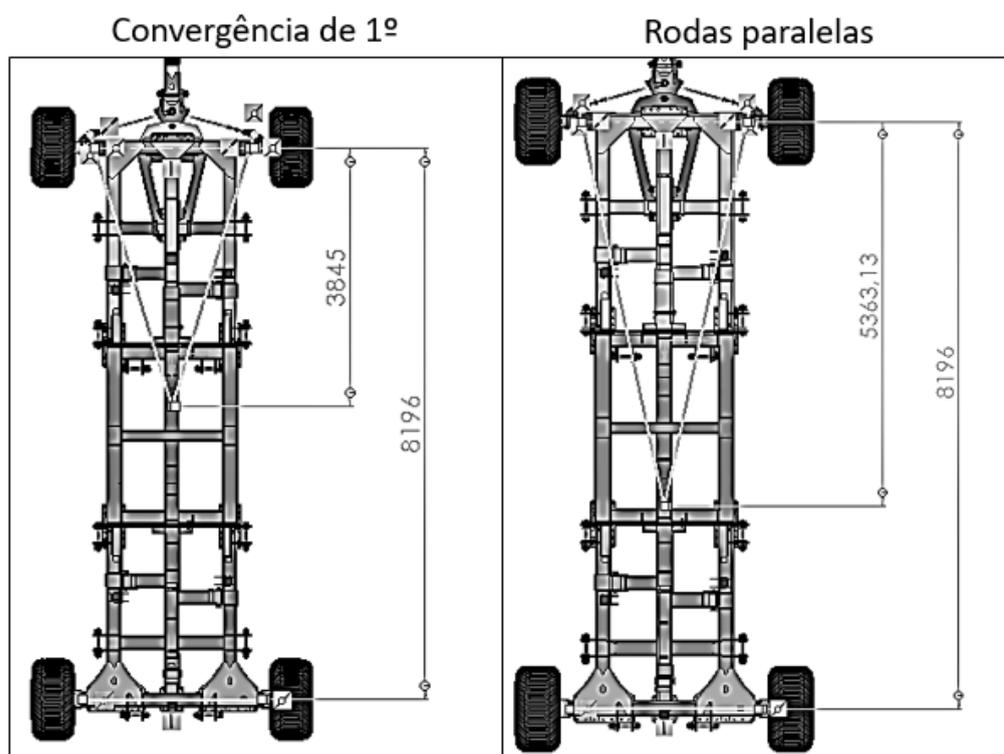


Figura 4.20: Projeção das barras de direção.

Fonte: Autor

Outra forma de verificar se o mecanismo de direção contempla a geometria Ackerman é através do ângulo de Langensperger, onde o fator de Ackermann deve resultar em “1” para um verdadeiro Ackermann.

Para o cálculo do fator de Ackermann, são utilizados os valores da distância entre eixos na figura 4.3 e a distância entre os pontos de articulação dos braços de direção na figura 4.7, o raio de giro do centro do eixo dianteiro encontrado na figura 4.17 para configuração com convergência de 1° e figura 4.18 para rodas paralelas.

Os ângulos de esterçamento das rodas assim como o ângulo formado entre o eixo e a linha que liga o centro do eixo ao centro de giro podem ser vistos na figura 4.21 para as duas configurações.

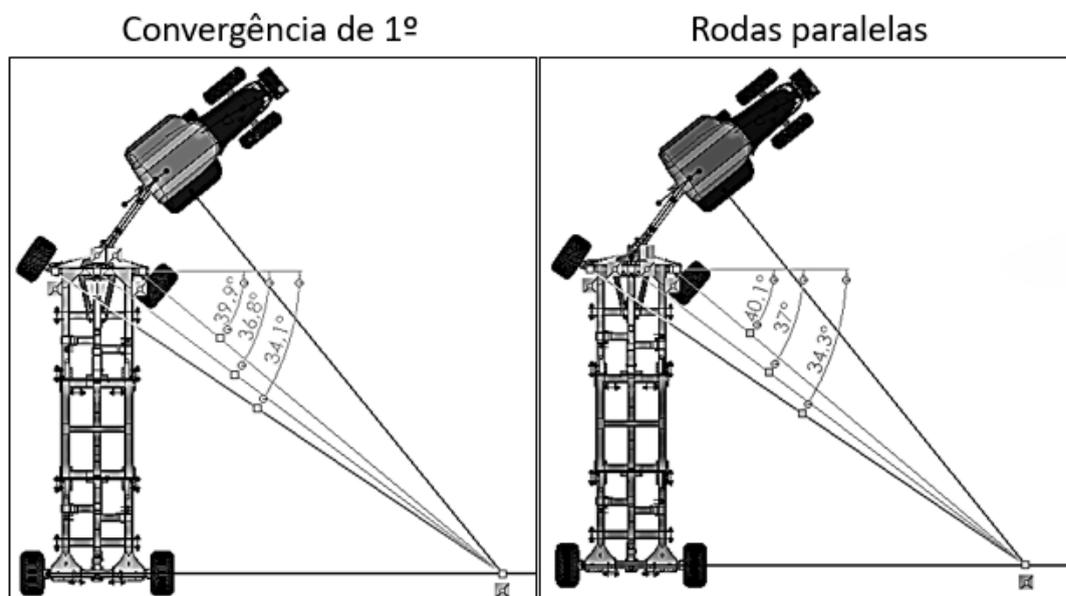


Figura 4.21: Ângulos necessários para o fator de Ackermann.
Fonte: Autor

Se for analisado o veículo reboque de forma isolada, o sistema de direção pode ser considerado relativamente simples. O que torna o sistema complexo é o veículo reboque ser acoplado a um veículo trator, onde para evitar escorregamentos laterais os veículos acoplados precisam ter o mesmo centro de giro.

Ao analisar apenas o veículo reboque e utilizar valores com todas as casas após a vírgula, foi obtido um fator de Ackermann 1,0. A figura 4.22 apresenta os cálculos com valores simplificados com no máximo uma casa após a vírgula, e mesmo utilizando simplificações os resultados são de aproximadamente 1 ou seja Ackermann 100%.

Convergência de 1°	Rodas paralelas
$\lambda = -\frac{2300 \times \text{sen}(-36,8)}{13688,5} \times \frac{180}{\pi} \approx 5,81^\circ$	$\lambda = -\frac{2300 \times \text{sen}(-37)}{13643} \times \frac{180}{\pi} \approx 5,81^\circ$
$f_A = \frac{39,9-34,1}{5,81} \approx 1$	$f_A = \frac{40,1-34,3}{5,81} \approx 1$

Figura 4.22: Cálculos simplificados do fator de Ackermann.

Fonte: Autor

Feito um comparativo entre as duas configurações de forma a ver o comportamento de ambas quando alterada a condição das rodas apenas agindo na regulagem das barras de direção, não é possível contemplar a condição de Ackerman.

Ao utilizar as posições que contemplam a condição Ackermann na configuração das rodas paralelas, e alterar a situação das rodas para uma convergência de 1°, agindo apenas na regulagem das barras, mesmo utilizando o esterçamento máximo das rodas, que para este caso, é forma que se tem a maior proximidade entre o centro de giro e a linha do eixo traseiro do reboque, a distância é consideravelmente grande.

A figura 4.23 apresenta a configuração para rodas paralelas regulada com convergência de 1°, onde a distância mais próxima possível do centro de giro até a linha do eixo é mais de 3,5 m.

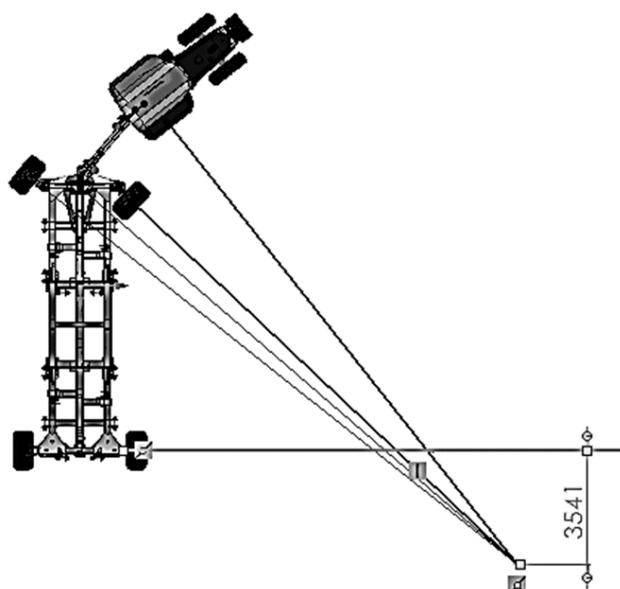


Figura 4.23: Posições da configuração para rodas paralelas regulada com convergência de 1°.

Fonte: Autor

Se utilizar a configuração para rodas com convergência de 1° , ao alterar a condição para rodas paralelas, apenas agindo na regulagem de rosca das barras de direção, mesmo não conseguindo atender a condição de Ackermann, é possível ter um centro de giro mais próximo da linha do eixo traseiro do reboque, se comparado com a configuração de rodas paralelas regulada para convergência.

A figura 4.24 apresenta três ângulos de esterçamento para as posições que permitem atingir a condição de Ackermann com convergência de 1° , porém com o sistema de regulagem posicionando as rodas paralelas.

Na figura 4.24a, o esterçamento da roda interna de 40° , o mesmo utilizado quando as rodas estão reguladas para a convergência de 1° atingindo a condição de Ackermann, porém para estas posições quando as rodas estão em paralelo o centro de giro fica deslocado uma distância superior a 2,3 m da linha do eixo traseiro. A figura 4.24c apresenta o ponto que mais se aproxima da linha do eixo traseiro, o qual precisa realizar um raio de giro muito grande. A figura 4.24b apresenta uma situação onde a distância do ponto de giro até a linha do eixo é de 1 m, e um raio de giro próximo a 22 m.

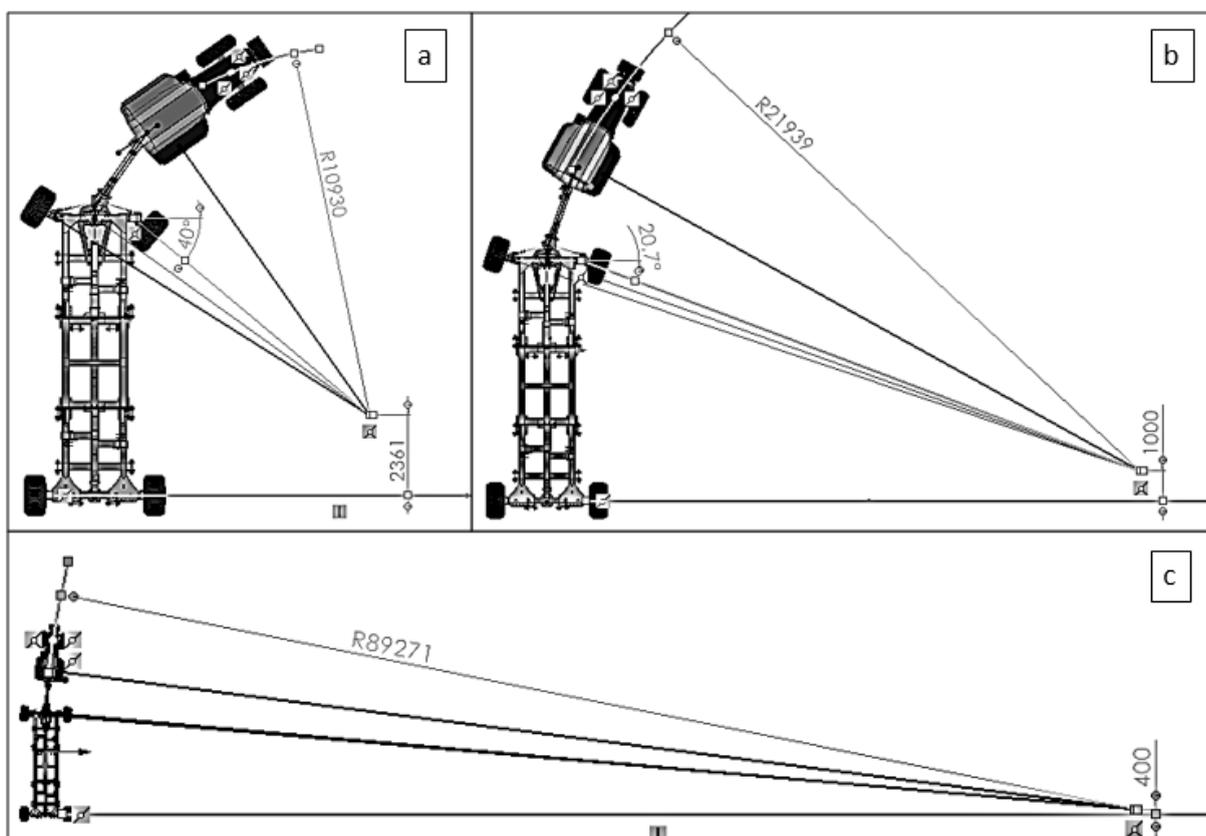


Figura 4.24: Posições da configuração para convergência de 1° regulada com rodas paralelas.
Fonte: Autor

A apresentação da alteração na regulagem das rodas, é para enfatizar a importância da deformação do eixo para contemplar a geometria Ackermann 100%.

Sabendo que o eixo sofre algum tipo de deformação quando o mesmo está em movimento, e o estudo dessa deformação ainda não foi realizado, a escolha da configuração para convergência de 1° será utilizado no lote piloto. Pois o recomendado dentro da bibliografia vista é de paralelismo, assim levando em consideração possíveis deformações, apesar do eixo ser bem estruturado, esta deformação reduzirá a convergência mesmo assim estará próxima da geometria ideal.

Uma sugestão que ainda encontra-se em análise é a substituição do conjunto soldado do braço de direção, por uma peça fundida. Esta sugestão tem por objetivo ter uma peça que possa ter alterada a posição de engate das barras de direção, esta alteração se daria apenas modificando o local do furo no processo de usinagem.

Esta alteração permite que a mesma peça possa ser utilizada em veículos com diferentes valores de entre-eixos, apenas realizando o furo para engate da barra de direção em uma posição diferente.

A figura 4.25a apresenta o braço de direção, neste braço de direção é soldada uma bucha onde a barra de direção é acoplada. A figura 4.25b mostra as buchas sobrepostas para as duas configurações da proposta.

A peça fundida teria a área de reforço aumentada, formando um ressalto no formato oblongo onde é realizado o furo para o engate da barra de direção.

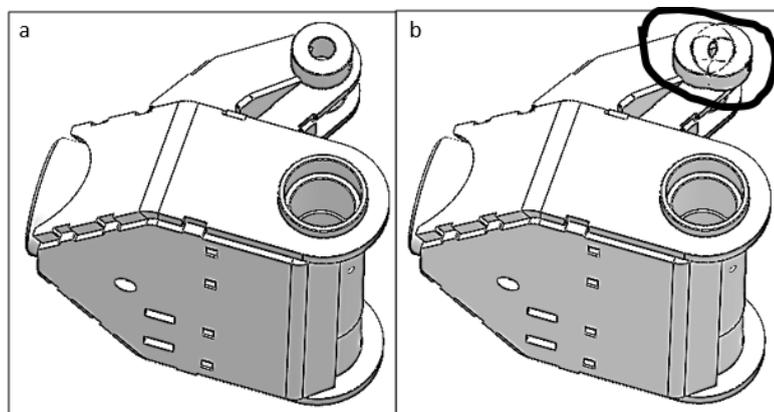


Figura 4.25: Braço de direção.

Fonte: Autor

O motivo pelo qual foi mencionado anteriormente que o raio de giro em torno de 14,5 m mostrado na figura 4.26, pode ser considerado satisfatório quando se atinge a condição de Ackermann tem a ver com os tipos de manobras usualmente utilizados em veículos agrícolas.

A figura 4.26 apresenta algumas possibilidades de manobras que podem ser utilizadas no veículo em questão. A figura 4.26a, e a figura 4.26d fazem parte dos tipos de manobras mais comuns utilizadas no meio agrícola, as figuras 4.26b e 4.26c são condições intermediárias.

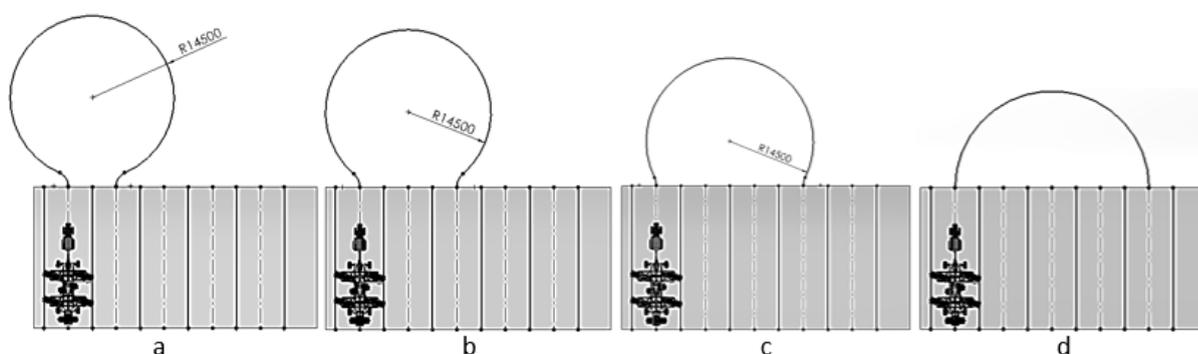


Figura 4.26: Possibilidades de manobra do veículo.

Fonte: Autor

A varredura do implemento é de 9 metros, mas para garantir o transpasse de trabalho é padronizado uma varredura de aproximadamente 8,5 metros. Com o raio de giro possível para o veículo, as manobras recomendadas são as vistas nas figuras 4.26c e 4.26d, ou seja, ao fim do percurso da área trabalhada, realizar a manobra deixando de duas a três varreduras entre o ponto de saída e o ponto de entrada.

Em decorrência das alterações feitas no sistema de direção, foi possível ajustar os batentes da variação angular do eixo permitindo que a capacidade de absorção na variação do relevo do solo tivesse um acréscimo de 30% no valor angular, conforme pode ser visto na tabela 4 abaixo.

Tabela 4: Inclinação do eixo dianteiro

	variação angular (°)	Diferença de altura máxima entre os pneus (mm)
Eixo da proposta	13	861
Eixo do produto de linha	10	666

Fonte: Autor

A figura 4.27 permite visualizar o eixo dianteiro na vista frontal, quando o mesmo tem sua máxima variação de ângulo permitida pelo batente limitador.

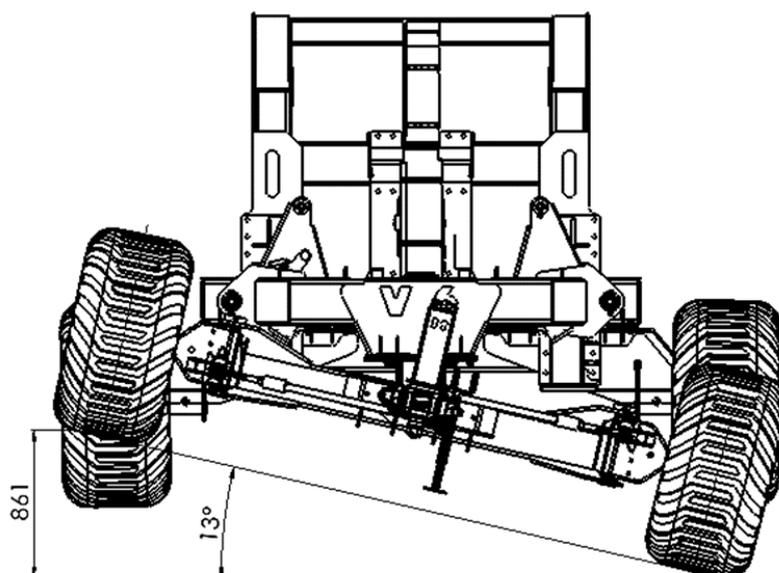


Figura 4.27: Vista frontal do final de curso da suspensão da proposta.
Fonte: Autor

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho teve como objetivo realizar a análise do mecanismo de direção de um implemento agrícola que é caracterizado por um reboque cujo eixo dianteiro possui rodas direcionais. Mesmo utilizando uma bibliografia abrangente no quesito de dinâmica veicular não foram encontrados subsídios específicos para resolução de problemas para veículos com essa configuração.

Para realização da análise em questão, foi realizado levantamento teórico sobre sistema de direção, sua composição e ângulos necessários, assim como influência da geometria no mecanismo de direção. Posteriormente foi a metodologia adotada para o desenvolvimento do trabalho.

Durante a realização da análise do mecanismo de direção utilizado em produto já existente, foi possível constatar a necessidade de formular uma proposta com ajustes para contemplar geometria de direção.

Com a proposta apresentada foi possível no projeto encontrar um dimensionamento que permite contemplar a geometria de direção. Com este dimensionamento o raio de giro que a geometria permite alcançar é considerado satisfatório.

Também foi possível ampliar em 30% a inclinação do eixo direcional no intuito de absorver as irregularidades do terreno, e ter um comportamento na barra de tração quando a mesma comandar o veículo para realização de uma curva de acordo com o definido como objetivo.

Para alcançar os objetivos anteriores fez-se necessário alterar um número de itens acima do inicialmente estimado, desta forma este objeto em específico foi atingido apenas em parte.

Para propostas futuras de trabalho, em caso dos resultados dos testes serem satisfatórios no sentido de que a geometria contemplou seu objetivo, ficam:

- Estudo da deformação do eixo a fim de definir os pontos de atendimento da geometria com a convergência mínima necessária para quando o veículo estiver em movimento que seus pneus assumam uma condição paralela;

- Estudo da viabilidade de inclusão dos outros ângulos de direção que não estão sendo utilizados nessa proposta como o ângulo do pino mestre e o cáster;
- Estudo da influência da resistência ao rolamento do pneu pela deformação do solo no atendimento da geometria Ackerman.

REFERÊNCIAS

- ABNT NBR 11412, **Implementos rodoviários – Veículos rebocados - Terminologia**. Rio de Janeiro, 2011. 17 p.
- ABNT NBR ISO 12934, **Tratores e máquinas agrícolas e florestais – Tipos básicos - Vocabulário**. Rio de Janeiro, 2016. 10 p.
- ABNT NBR 9762, **Veículo rodoviário de carga - Terminologia**. Rio de Janeiro, 2012. 26 p.
- ANDRZEJEWSKI, Ryszard; AWREJCEWICZ, Jan. **Nonlinear dynamics of a wheeled vehicle**. Springer Science & Business Media, 2006.
- 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.
- DIXON, John C. **Suspension geometry and computation**. John Wiley & Sons, 2009.
- EMBRAPA - **Visão 2030: o futuro da agricultura brasileira** - DF - 2018. Disponível em: <<https://www.embrapa.br/visao/trajetoria-da-agricultura-brasileira#>> acessado em: 15/11/2021
- FERNANDES, Marcelo Arronilas; BARBOSA, Roberto Spinola. **Estudos em Sistema de Direção Veicular** . Documento Técnico SAE, 2006.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 1: Components Design**. Torino: Springer, 2008.
- GERTZ, L. C. **Disciplina de Mecânica Básica e Manutenção de Veículos**, 2009
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Thomas D. Gillespie. 1992
- GUREVICH, A.; SOROKIN, E. **Tratores y automóviles**. 2. ed. Editorial Mir Moscú, 1978.
- HAPPIAN-SMITH, Julian (Ed.). **An introduction to modern vehicle design**. Elsevier, 2001.

HUANG, Matthew. **Vehicle crash mechanics**. CRC press, 2002.

HUNT, Kenneth H. **Kinematic geometry of mechanisms**. Oxford University Press, USA, 1978.

INNS, F. M.; KILGOUR, J. **Agricultural tyres**. London: Dunlop Limited, 1978. 70p.

IONESCU, T. **Terminology for mechanisms and machine science**. Mechanism and Machine Theory, v. 38, n. 7-10, p. 597–1111, 2003

JAZAR, Reza N. **Vehicle Dynamics: Theory and Application**. 2008.

KING-HELE, D. **Erasmus Darwin's improved design for steering carriages—and cars**. Notes and records of the Royal Society of London, v. 56, n. 1, p. 41-62, 2002.

LEAL, Longuinho da Costa Machado; DA ROSA, Edison; NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Uma Introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas**. Publicação interna GRANTE-Depto. de Eng. Mecânica da UFSC, 2008.

LIMA, Duarte Campos Costa. **os benefícios de uma abordagem de human-centered design no desenvolvimento de um reboque agrícola**. 2013.

MACMILLAN, Ross H. **The mechanics of tractor-implement performance: theory and worked examples: a textbook for students and engineers**. RH Macmillan, 2002.

MACMILLAN, Ross H. **The mechanics of tractor-implement performance**. Agricultural Engineering International: CIGR Journal, 2003.

MALHEIROS, José Felipe Ficht. **Estudo e desenvolvimento do sistema de suspensão frontal de um veículo off road visando a melhora de manobrabilidade**.

MANENTI, Vangelo Cardoso et al. **Estudo de caso de mecanismos de direção para semirreboques com eixos distanciados**. 2018.

MILLIKEN, William F. et al. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1995.

MILLIKEN, William F. et al. **Race car vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1995.

MAPA - Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento - **Projeções do Agronegócio** - Brasil 2019/20 a 2029/30 Projeções de Longo Prazo - Brasília. 2020.

MURAI, E. H. **Projeto de mecanismo de costura com acesso unilateral usando síntese do número e do tipo**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2013.

NICOLAZZI, Lauro César; ROSA, E. da; LEAL, Longuinho da Costa Machado. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Brasil: Publicação interna do GRANTE -Depto de Engenharia Mecânica da UFSC, 2001.

NORTON, Robert L. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. AMGH Editora, 2010.

NUÑEZ, N. N. R. **Síntese estrutural e otimização de mecanismos de direção**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 99. 2014.

PIVETTA, C. S. et al. **Análise cinemática de mecanismos de 4 barras com abordagem geométrica e computacional**. In: IX Congresso Nacional de Engenharia Mecânica e Industrial,. Anais... Campo Grande: CONEMI. 2009.

REULEAUX, F. **The kinematics of machinery**. New York: Dover Publications, 1963

REZENDE, O. P. et al. **Análise Dinâmica Computacional de Mecanismos de 4 Barras**. Nono Simpósio de Mecânica Computacional, Maio 2010.

SIMONI, R. **Síntese estrutural de cadeias cinemáticas e mecanismos**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina - Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Florianópolis. 2008.

STONE, Richard; BALL, Jeffrey. **Automotive engineering fundamentals**. SAE, 2004.

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

TSAI, L.-W. **Mechanism Design: Enumeration of Kinematic Structures According to Function**. Washington, D.C.: Mechanical Engineering series, CRC Press, 2001b.

UICKER, John Joseph et al. **Theory of machines and mechanisms**. New York: Oxford University Press, 2003.

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