

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Vangelo Cardoso Manenti

**ESTUDO DE CASO DE MECANISMOS DE DIREÇÃO PARA  
SEMIRREBOQUES COM EIXOS DISTANCIADOS**

Florianópolis  
2018



Vangelo Cardoso Manenti

**ESTUDO DE CASO DE MECANISMOS DE DIREÇÃO PARA  
SEMIRREBOQUES COM EIXOS DISTANCIADOS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Daniel Martins, Dr. Eng.

Coorientador: Prof. Rodrigo de Souza Vieira, Dr. Eng.

Florianópolis  
2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária  
da UFSC.

Manenti, Vangelo

ESTUDO DE CASO DE MECANISMOS DE DIREÇÃO PARA  
SEMIRREBOQUES COM EIXOS DISTANCIADOS / Vangelo  
Manenti ; orientador, Daniel Martins, coorientador,  
Rodrigo de Souza Vieira, 2018.

120 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de  
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós  
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Mecanismo de Direção.  
3. Transporte Rodoviário de Cargas. 4. Simulação  
Dinâmica. I. Martins, Daniel. II. de Souza Vieira,  
Rodrigo. III. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia  
Mecânica. IV. Título.

Vangelo Cardoso Manenti

**ESTUDO DE CASO DE MECANISMOS DE DIREÇÃO PARA  
SEMIRREBOQUES COM EIXOS DISTANCIADOS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 05 de junho de 2018.

---

Prof. Dr. Eng. Jonny Carlos da Silva  
Coordenador do Curso

---

Prof. Dr. Eng. Daniel Martins – Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Eng. Rodrigo de Souza Vieira – Coorientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

**Banca Examinadora:**

---

Prof. Dr. Eng. Daniel Martins – Orientador / Presidente  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Eng. Edison da Rosa  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Eng. Henrique Simas  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Eng. Lauro Cesar Nicolazzi  
Universidade Federal de Santa Catarina

Este trabalho é dedicado à minha família, meus amigos e todas as pessoas que sempre me apoiaram.





## AGRADECIMENTOS

Primeiramente à Deus por permitir que tudo aconteça.

Aos meus pais, Vanio Manenti e Maria Angela Calegari Cardoso Manenti, meu irmão Dangelo Cardoso Manenti e toda minha família que sempre me incentivou e me apoiou em meus estudos.

Aos professores com que cursei disciplinas durante minha formação acadêmica, principalmente aos professores Daniel Martins, Henrique Simas e Rodrigo de Souza Vieira que sempre me orientaram, motivaram, incentivaram e tornaram a pesquisa acadêmica um ambiente de amizades e aprendizado constante. E em especial aos professores Lauro Cesar Nicolazzi e Luiz Carlos de Cesaro Cavaler, que desde os tempos de baja sempre me ajudaram e incentivaram muito a continuar os estudos.

As empresas Virtual CAE e *Mechanical Simulation* pelo apoio e disponibilidade da licença do *software* TruckSim durante o desenvolvimento deste trabalho. Em especial aos senhores Leandro Garbin e Vinicius de Almeida Lima por todo apoio e amizade.

Aos senhores Julio Nelson Scussel e Ramiris Beltrame Luciano que sempre acreditaram e incentivaram pesquisas neste tema proposto e na minha capacidade de desenvolver esse trabalho.

A empresa Librelato por todo apoio.

Aos amigos do Laboratório de Robótica e todos amigos que sempre me apoiaram e incentivaram.

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para o desenvolvimento desta Dissertação.



*Seja você quem for, seja qual for a posição social que você tenha na vida, a mais alta ou a mais baixa, tenha sempre como meta muita força, muita determinação e sempre faça tudo com muito amor e com muita fé em Deus, que um dia você chega lá. De alguma maneira você chega lá.*

*(Ayrton Senna)*



## RESUMO

Melhorar a eficiência de fábricas, projetos, máquinas, entre outros, sempre é um desafio para os profissionais envolvidos nas mais diversas áreas de trabalho, e no setor de transporte rodoviário de cargas não é diferente, principalmente em países que possuem maior dependência desse modal. No Brasil, a maior parte da movimentação de cargas é realizada por meio rodoviário, o que justifica a importância do estudo e implantação de novas tecnologias nesse setor para o país. A tecnologia de sistemas de direção para semirreboques já é utilizada em alguns países, porém, ainda não foi bem difundida no Brasil. Este trabalho apresenta o estudo da utilização de mecanismos de direção em um semirreboque de três eixos distanciados, comumente encontrado no mercado brasileiro e que apresentam problemas de desgaste prematuro de pneus e manobrabilidade. O estudo conta com a apresentação do levantamento do estado da arte para mecanismos de direção utilizados em semirreboques, através de busca de patentes, pesquisa de mercado e bibliográfica. Baseado no levantamento do estado da arte, uma classificação para mecanismos de direção utilizados em semirreboques é proposta, sínteses do número e do tipo foram realizadas e apresentam 10 novos mecanismos que podem ser utilizados em uma das classes propostas. Simulações dinâmicas foram realizadas através do *software* TruckSim, de forma que o principal objetivo das simulações foi comparar o modelo de semirreboque comumente encontrado no mercado brasileiro e dois semirreboques com as mesmas características, porém, com sistema de direção. Os resultados das simulações dinâmicas indicam que semirreboques com sistemas de direção possuem melhor manobrabilidade, reduzem o consumo de combustível e de pneus, entretanto, apresentam piora na estabilidade lateral.

**Palavras-chave:** Mecanismo de Direção; Transporte Rodoviário de Cargas; Simulação Dinâmica.



## ABSTRACT

Improving of the efficiency is a challenge for the professionals from technological sectors, such as industry, planning, and engineering. This is also a key point of road freight transport, particularly in countries that have greater dependence of this modality. In Brazil, most of the cargo handling is carried out by the road, which justifies the importance of the study and implantation of new technologies in this sector. The technology of steering systems for semitrailers is already used in some countries, however, it wasn't widely disseminated in Brazil. This research presents the study of steering mechanisms application on a semi-trailer with three distanced axes, commonly found in the Brazilian market and whose present problems of premature tire wear and handling. The study includes a survey of some steering mechanisms used in semitrailers, through patent, market and literature researches. Based on the survey, a classification for steering mechanisms applied to semi-trailers is proposed. Number and type synthesis were performed, achieving to 10 new mechanisms that can be used on each of the proposed classes. Dynamic simulations were performed through the TruckSim software. The main objective was to compare the semi-trailer model commonly found in the Brazilian market to two semi-trailers with the steering system installed. Despite the steering mechanism, all semi-trailers have the same characteristics. The results of the dynamic simulations show that semi-trailers with steering systems have better handling, and decreased fuel and tire consumption. However, the lateral stability still remains as an issue.

**Keywords:** Steering Mechanism; Road Transport of Cargo; Dynamic Simulation.





## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Matriz de transporte de cargas no Brasil. ....	30
Figura 2 - Tipos de veículos de carga: (a) Caminhões leves e médios. (b) Combinações de Veículos de Carga. ....	33
Figura 3 - Limites de peso bruto por eixo conforme resolução 210 do CONTRAN. ....	36
Figura 4 - CVC caminhão-trator 6x2 com semirreboque tanque de 3 eixos distanciados. ....	40
Figura 5 - Eixo auto-direcional. ....	40
Figura 6 - CVC caminhão-trator 6x4 com 2 semirreboques tanque de 2 eixos cada. ....	41
Figura 7 - CVC caminhão-trator 8x2 com semirreboque tanque de 3 eixos. ....	42
Figura 8 - (a) Carruagens puxadas por cavalos. (b) Pivô central do eixo dianteiro. ....	42
Figura 9 - Geometria ideal de direção para um veículo de 2 eixos e 4 rodas, com as rodas do eixo dianteiro esterçantes. ....	43
Figura 10 - Geometria ideal para vários sistemas de direção. ....	43
Figura 11 - Condição de Ackerman para um veículo com rodas dianteiras esterçantes. ....	44
Figura 12 - Condição de Ackerman para um veículo de 3 eixos. ....	45
Figura 13 - Condição de Ackerman para um veículo acoplado a um reboque. ....	46
Figura 14 - Disposição do sistema de direção em um veículo comercial. ....	47
Figura 15 - Semirreboque com sistema de direção. (a) Mecanismo de direção. (b) Semirreboque. ....	48
Figura 16 - Exemplo de saída de traseira do semirreboque ( <i>tail swing</i> ). ....	49
Figura 17 - Redução da bitola para eixo de articulação central. ....	51
Figura 18 - Pares cinemáticos inferiores. ....	52
Figura 19 - Pares cinemáticos superiores. ....	52
Figura 20 - Representação de cadeias cinemáticas e mecanismos. ....	53
Figura 21 - Exemplo de partição. ....	56
Figura 22 - Exemplo de variação da partição 3 do exemplo anterior. ....	57
Figura 23 - Exemplo de inversões da partição 3 do exemplo anterior. ....	57
Figura 24 - Exemplo de síntese do tipo. ....	58
Figura 25 - Mecanismo de quatro barras. ....	59
Figura 26 - Mecanismo de quatro barras. (a) Configuração aberta (b) Configuração fechada. ....	60

Figura 27 - Sistema de coordenadas para veículo conforme ISO 4130:1978.....	64
Figura 28 - Eixo de coordenadas, ângulo de deriva e ângulo de cambagem do pneu.....	65
Figura 29 - Deformação do pneu devido aplicação de força lateral. ....	66
Figura 30 - CVC utilizada no estudo de caso. (a) Testes de raio de curva e velocidade constante. (b) Força lateral no pneu. ....	67
Figura 31 - Numeração dos eixos da CVC utilizada no estudo de caso.	68
Figura 32 - Metodologia de pesquisa de patentes. ....	69
Figura 33 - Eixos utilizados em sistemas de direção (a) articulação individual; (b) articulação central. ....	70
Figura 34 - Acionamento eletrônico/hidromecânico. ....	71
Figura 35 - Acionamento hidromecânico. ....	71
Figura 36 - Acionamento mecânico por barras. ....	72
Figura 37 - Acionamento mecânico por cabos.....	73
Figura 38 - (a) Mecanismo 1 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 1. (c) Características do mecanismo 1.....	74
Figura 39 - (a) Mecanismo 2 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 2. (c) Características do mecanismo 2.....	75
Figura 40 - (a) Mecanismo 3 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 3. (c) Características do mecanismo 3.....	75
Figura 41 - (a) Mecanismo 4 (RICKARDON, 1972). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 4. (c) Características do mecanismo 4. ....	76
Figura 42 - (a) Mecanismo 5 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 5. (c) Características do mecanismo 5.....	76
Figura 43 - (a) Mecanismo 6 (HUMES, 1970). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 6. (c) Características do mecanismo 6.....	77
Figura 44 - Subcadeia de mobilidade 0. ....	77
Figura 45 - Exemplo de mecanismo para Subcadeia cinemática com restrição. (a) Simétrica na posição 1. (b) Simétrica na posição 2. (c) Assimétrica. ....	78
Figura 46 - Subcadeia com restrições dos mecanismos 4, 5 e 6. ....	79
Figura 47 - Possíveis combinações de eixos direcionais. ....	80
Figura 48 - Exemplo de mecanismo de direção simétrico. ....	81
Figura 49 - Cadeias cinemáticas próprias da partição 2 com $v = 2$ . ....	83
Figura 50 - Mecanismos da partição 2 com $v = 2$ . ....	83
Figura 51 - Cadeias cinemáticas próprias da partição 3 com $v = 3$ . ....	84
Figura 52 - Mecanismos da partição 3 com $v = 3$ . ....	84
Figura 53 - Cadeias cinemáticas próprias da partição 4 com $v = 3$ . ....	85
Figura 54 - Mecanismos da partição 4 com $v = 3$ . ....	85
Figura 55 - Cadeias cinemáticas próprias da partição 5 com $v = 3$ . ....	86

Figura 56 - Mecanismos da partição 5 com $v = 3$ .	86
Figura 57 - Mecanismos gerados na síntese do número.	87
Figura 58 - Principais dimensões dos veículos utilizados no estudo de caso.	89
Figura 59 - Análise cinemática do 5º eixo (eixo de articulação central).	90
Figura 60 - Análise cinemática do 6º eixo (eixo de articulação central).	90
Figura 61 - Análise cinemática do 5º eixo (eixo de articulação individual).	91
Figura 62 - Análise cinemática do 6º eixo (eixo de articulação individual).	92
Figura 63 - Interface da tela de pré-processamento do <i>software</i> TruckSim.	93
Figura 64 - Semirreboques considerados nas simulações dinâmicas.	94
Figura 65 - Diagrama de comportamento dos pneus em termos de $F_y$ , $F_z$ e $\alpha$ no programa TruckSim.	96
Figura 66 - (a) Parâmetros da pista. (b) Simulação raio de curva e velocidade constante.	97
Figura 67 - Esboço da manobra <i>Double Lane Change</i> .	97
Figura 68 - (a) Parâmetros da pista. (b) Simulação <i>Double Lane Change</i> .	98
Figura 69 - (a) Parâmetros da pista. (b) Simulação <i>Single Lane Change</i> .	99
Figura 70 - Força lateral nos pneus internos à curva do eixo 4.	99
Figura 71 - Força lateral nos pneus externos à curva do eixo 4.	100
Figura 72 - Força lateral nos pneus internos à curva do eixo 5.	100
Figura 73 - Força lateral nos pneus externos à curva do eixo 5.	100
Figura 74 - Força lateral nos pneus internos à curva do eixo 6.	101
Figura 75 - Força lateral nos pneus externos à curva do eixo 6.	101
Figura 76 - Consumo de combustível – simulação raio de curva e velocidade constante.	102
Figura 77 - Ângulo de rolagem da massa suspensa dos semirreboques – simulação <i>Double Lane Change</i> .	102
Figura 78 - Ângulo de rolagem da massa suspensa dos semirreboques – simulação <i>Single Lane Change</i> .	103
Figura 79 - Largura de pista necessária.	105
Figura 80 - Principais dimensões do caminhão trator.	115
Figura 81 - Propriedades massa suspensa caminhão trator.	115
Figura 82 - Propriedades dos pneus do caminhão trator.	116

Figura 83 - Diagrama de comportamento dos pneus do caminhão trator em termos de $F_y$ , $F_z$ e $Alpha$ no programa TruckSim.....	116
Figura 84 - Massa não suspensa eixo dianteiro caminhão trator.....	117
Figura 85 - Massa não suspensa eixos de tração caminhão trator. ....	117
Figura 86 - Principais dimensões do semirreboque.....	118
Figura 87 - Propriedades massa suspensa do semirreboque. ....	118
Figura 88 - Propriedades da carga.....	119
Figura 89 - Propriedade dos pneus do semirreboque. ....	119
Figura 90 - Diagrama de comportamento dos pneus do semirreboque em termos de $F_y$ , $F_z$ e $Alpha$ no programa TruckSim .....	120
Figura 91 - Massa não suspensa eixo do semirreboque.....	120

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Importância da malha rodoviária em alguns países. ....	29
Tabela 2 - Exemplo de composições homologadas pelo DENATRAN	37
Tabela 3 - Características das CVC's.....	39
Tabela 4 - Classificação de mecanismos de direção para semirreboques. .....	73
Tabela 5 - Características dos mecanismos. ....	79
Tabela 6 - Principais características do veículo.....	95
Tabela 7 - Quadro de estágios da manobra <i>Double Lane Change</i> . ....	98
Tabela 8 - Comparativo da força lateral nos pneus dos semirreboques – simulação raio de curva e velocidade constante. ....	104



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AET	Autorização Especial de Trânsito
CG	Centro de Gravidade
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CNT	Confederação Nacional do Transporte
CTB	Código de Trânsito Brasileiro
CVC	Combinação Veicular de Carga
DENATRAN	Departamento Nacional de Transporte
DNIT	Departamento Nacional de Infraestrutura de Transporte
IFTOMM	<i>International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science</i>
IPC	<i>International Patent Classification</i>
PBT	Peso Bruto Total
PBTC	Peso Bruto Total Combinado





## LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

$a_i$	[m]	Distância do eixo "i" até o CG
$b_1$	[m]	Distância do eixo traseiro ao ponto de articulação
$b_2$	[m]	Distância do ponto de articulação ao eixo do reboque
$c$	[m]	Cáster
$C_{liq}$	[kg]	Carga líquida
$f_i$	[adm]	Grau de liberdade relativo permitido pela junta $i$ .
$l$	[m]	Distância entre eixos
$g$	[m]	Balanço dianteiro
$j$	[adm]	Número de juntas
$M$	[adm]	Mobilidade
$n$	[adm]	Número de elos
$q$	[adm]	Restrição redundante
$O$	[adm]	Centro instantâneo de rotação do veículo
$r_1$	[m]	Dimensão do elo $r_1$
$r_2$	[m]	Dimensão do elo $r_2$
$r_3$	[m]	Dimensão do elo $r_3$
$r_4$	[m]	Dimensão do elo $r_4$
$R$	[m]	Raio de curva do centro do eixo CG do veículo
$R_1$	[m]	Raio de curva do centro do eixo traseiro do veículo
$R_{min}$	[m]	Raio mínimo do conjunto
$R_{Max}$	[m]	Raio máximo do conjunto
$s$	[m]	Dimensão da barra imaginaria de ligação
$Tara_c$	[kg]	Tara do caminhão
$Tara_s$	[kg]	Tara do semirreboque
$w$	[m]	Bitola do veículo
$w_v$	[m]	Bitola dianteira do veículo
$w_t$	[m]	Bitola do reboque

Alfabeto grego:

$\alpha$	[°]	Ângulo de deriva
----------	-----	------------------

$\beta$	[°]	Ângulo entre o elo $r_1$ e o elo imaginário $s$
$\gamma$	[°]	Ângulo de cambagem
$\delta$	[°]	Ângulo de articulação entre o caminhão trator e o semirreboque
$\delta_i$	[°]	Ângulo de esterçamento da roda interna
$\delta_o$	[°]	Ângulo de esterçamento da roda externa
$\delta_n$	[°]	Ângulo de esterçamento da roda ou eixo "n"º
$\eta$	[°]	Ângulo entre o elo imaginário $s$ e $r_4$
$\theta_2$	[°]	Ângulo entre os elos $r_1$ e $r_2$
$\theta_3$	[°]	Ângulo do elo $r_3$
$\theta_4$	[adm]	Ângulo entre os elos $r_1$ e $r_4$
$\lambda$	[adm]	Espaço de trabalho
$\nu$	[°]	Número de circuitos independentes
$\psi$	[°]	Ângulo entre o elo imaginário $s$ e $r_3$
$\omega$	[°]	Ângulo entre os elos $r_3$ e $r_4$

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>29</b>
1.1	Apresentação do problema .....	30
1.2	Objetivos.....	31
1.3	Estrutura do trabalho.....	31
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>33</b>
2.1	O transporte brasileiro de cargas .....	33
2.1.1	Terminologia utilizada para veículo rodoviário de carga .....	33
2.1.2	Legislação brasileira para veículos de transporte de carga ...	35
2.1.3	Eficiência energética no transporte de carga brasileiro .....	37
2.1.4	CVC's utilizadas no transporte de carga.....	38
2.2	Geometria de direção .....	42
2.2.2	Sistema de direção.....	46
2.2.3	Sistemas de direção para semirreboques .....	47
2.3	Mecanismos .....	51
2.3.1	Mobilidade .....	53
2.3.2	Síntese do número .....	55
2.3.3	Síntese do tipo.....	57
2.3.4	Síntese dimensional.....	58
2.3.5	Análise cinemática de posição .....	58
2.3.6	Metodologias para projeto de mecanismos .....	61
2.3.7	Aplicações de metodologias de projeto de mecanismo .....	62
2.4	Dinâmica veicular .....	63
2.5	Pneus .....	65
<b>3</b>	<b>ESTUDO DE CASO E SÍNTESE DE MECANISMOS.....</b>	<b>67</b>
3.1	Estudo de caso .....	67
3.2	Levantamento do estado da arte.....	68
3.3	Proposta de classificação de mecanismos de direção para semirreboques .....	70
3.4	Análise dos mecanismos existentes da classe C2 .....	74
3.5	Requisitos estruturais da cinemática de mecanismos e de projeto .....	80
3.6	Síntese do número.....	82
3.7	Síntese do tipo .....	86
3.8	Análise dos resultados.....	87
<b>4</b>	<b>SIMULAÇÕES DINÂMICAS.....</b>	<b>88</b>
4.1	Análise cinemática de posição .....	88
4.2	Simulações dinâmicas .....	92
4.2.1	O <i>software</i> TruckSim .....	92

4.2.2	Características do veículo .....	94
4.2.3	Pista e simulações.....	96
4.2.4	Resultados das simulações .....	99
4.3	Análise dos resultados .....	103
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS</b>	
	<b>FUTUROS .....</b>	<b>106</b>
5.1	Conclusões .....	106
5.2	Sugestões para trabalhos futuros .....	107
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>108</b>
	<b>APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS CONSIDERADAS NAS</b>	
	<b>SIMULAÇÕES DINÂMICAS. ....</b>	<b>115</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Conforme dados da Confederação Nacional do Transporte (CNT, 2015), o desenvolvimento econômico de uma nação está intimamente ligado ao transporte. Assim, é natural verificar que as regiões mais desenvolvidas possuem, também, os maiores indicadores relacionados à movimentação de carga.

Em um contexto mundial o transporte rodoviário é o principal meio utilizado por muitos países, incluindo os desenvolvidos, como Alemanha, Bélgica, França, Inglaterra e Itália, sendo que desta maneira a malha rodoviária se torna de grande relevância econômica. Em alguns casos a predominância do transporte rodoviário está ligada diretamente a condições geográficas. A Tabela 1 apresenta os principais meios de transporte de cargas de alguns países referente à 1999/2000.

Tabela 1- Importância da malha rodoviária em alguns países.

Fonte: Ministério dos Transportes/*World Road Statistics* apud (VIEIRA, 2010)

País	Rodovia (%)	Hidrovia (%)	Ferrovias (%)
Alemanha	61,21	16,51	22,28
Bélgica	65,31	13,69	21,00
Brasil	65,51	21,72	12,77
Estados Unidos	32,41	20,37	47,22
França	72,44	3,33	24,23
Holanda	75,49	20,98	3,53
Inglaterra	66,60	25,67	7,73
Itália	88,95	0,70	10,35
Polônia	42,65	0,64	56,71

No Brasil o transporte pelo modal rodoviário é o principal sistema logístico e conta com uma rede de 1,7 milhão de quilômetros de estradas e rodovias por onde passam 96,2% da locomoção de passageiros e 61,1% da movimentação de cargas no território nacional (CNT, 2015). Na Figura 1 pode-se perceber a importância do transporte rodoviário na matriz de transporte de cargas no Brasil.

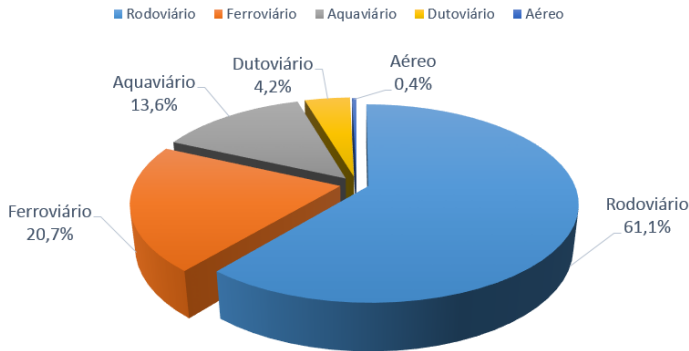


Figura 1- Matriz de transporte de cargas no Brasil.

Fonte: Adaptado de (CNT, 2015).

Sendo assim, melhorar a eficiência do setor de transporte rodoviário é um fator representativo economicamente em um contexto mundial, principalmente em países que tenham predominância desse modal em sua matriz de transporte de cargas. O consumo de combustível, os custos de aquisição dos equipamentos, manutenção, pneus entre outros são valores significativos no setor de transporte, no qual veículos de carga mais eficientes tendem a reduzir a emissão de poluentes e reduzir os valores dos fretes.

## 1.1 Apresentação do problema

No Brasil, das 74 combinações de veículos de carga (CVC) homologadas pelo Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN) que não necessitam de autorização especial de trânsito (AET) todas possuem semirreboques com eixos ou rodas não esterçantes. A exceção são as CVC's que utilizam semirreboques com três eixos distanciados, onde um dos três eixos obrigatoriamente precisa ser direcional ou auto-direcional, sendo que esta última opção é a mais utilizada no Brasil. Mesmo possuindo um eixo auto-direcional esse tipo de CVC é conhecida pelo desgaste prematuro de pneus e pela dificuldade de realizar manobras.

Conforme órgãos regulamentadores do transporte de cargas no Brasil, veículos com eixos distanciados a mais de 2.450 mm possuem maior capacidade de carga em função de possibilitar uma melhor distribuição desta no pavimento e conseqüentemente, danificando-o menos.

Porém, pelo fato de terem os eixos fixos e distanciados isso acaba causando certas restrições à realização de curvas, o que muitas vezes impede esses veículos de trafegarem em perímetros urbanos, onde os raios de curvas são pequenos e as necessidades de manobras são maiores. Para amenizar este tipo de problema e possibilitar que esses veículos trafeguem em perímetros urbanos, esta dissertação sugere a utilização de eixos direcionais em semirreboques.

Alguns países possuem semirreboques com eixos direcionais, porém, os estudos realizados nesta pesquisa apontam que essa tecnologia ainda não está sendo muito utilizada no Brasil. É notório também que um dos principais motivos de ainda não utilizarem eixos direcionais está associado ao alto custo deste tipo de equipamento, uma vez que em geral são importados.

## **1.2 Objetivos**

O objetivo principal desta dissertação é apresentar um estudo sobre a utilização de mecanismos de direção em semirreboques com eixos distanciados.

Para alcançar o objetivo principal alguns objetivos específicos foram definidos:

- Estudar a relação de geometria ideal para que uma CVC realize uma curva;
- Conhecer o estado da arte com relação a área em estudo (patentes, produtos comerciais, pesquisas relacionadas, entre outros);
- Analisar os mecanismos de direção para semirreboques encontrados na etapa de levantamento do estado da arte;
- Obter simulações dinâmicas para comparar a estabilidade, a força lateral nos pneus e o consumo de combustível entre CVC com semirreboque de três eixos distanciados comumente utilizada no mercado brasileiro e CVC com semirreboque de três eixos distanciados e sistema de direção.

## **1.3 Estrutura do trabalho**

Esta dissertação está dividida em 5 capítulos. No capítulo 1 é apresentada a contextualização do problema em estudo, junto com os objetivos principal e específicos.

No capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica sobre o transporte de carga brasileiro, geometria de direção, mecanismos de

direção para semirreboques, principais ferramentas que foram utilizadas no desenvolvimento deste trabalho, dinâmica veicular e pneus.

O capítulo 3 aborda o estudo de caso para semirreboque com três eixos distanciados. É apresentado o levantamento do estado da arte para mecanismos de direção utilizados em semirreboque e são aplicadas as principais ferramentas apresentadas na revisão bibliográfica. Simulações dinâmicas comparativas entre três semirreboques foram realizadas, apresentando as principais vantagens e desvantagens da utilização dos sistemas de direção no capítulo 4.

O capítulo 5 fecha o trabalho com as conclusões e as perspectivas de trabalhos futuros.



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica dos principais temas que influenciam esta pesquisa.

### 2.1 O transporte brasileiro de cargas

O transporte brasileiro de cargas se divide em transporte de curtas e médias distâncias e transporte de longas distâncias, sendo este último o mais comum. No transporte de curtas e médias distâncias são utilizados caminhões leves e médios, com Peso Bruto Total (PBT) de até 29 toneladas (Figura 2a), enquanto que no transporte de longas distâncias são utilizadas as combinações de dois ou mais veículos (Figura 2b), chamadas de Combinações de Veículos de Carga (CVC) com Peso Bruto Total Combinado (PBTC) de até 74 toneladas.

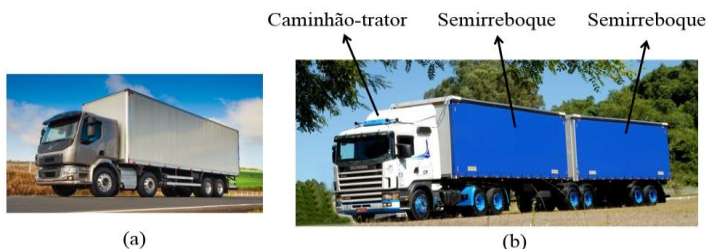


Figura 2 - Tipos de veículos de carga: (a) Caminhões leves e médios.  
(b) Combinações de Veículos de Carga.

Fonte: Adaptado de (CONTRERAS, 2017)

Conforme Cebon, *et al.* (2010) veículos articulados pesados não possuem manobrabilidade para serem conduzidos em estradas sinuosas ou estreitas com rotatórias de pequenos raios. Nesses locais, os veículos menores são recomendados para realizar entregas, o que causa aumento dos custos dos fretes e reduz a eficiência operacional do sistema de transporte.

#### 2.1.1 Terminologia utilizada para veículo rodoviário de carga

As normas NBR 11412 e a NBR 9762 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) definem os termos relacionados aos veículos rodoviários de carga. Alguns destes serão utilizados neste trabalho e são apresentados a seguir:

- **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 carroçaria e suspensão (ABNT NBR 11412, 2011).

- **Eixos veiculares em tandem:** conjunto formado por dois ou mais eixos veiculares simples, consecutivos e interligados entre si, de modo a igualar a distribuição de carga, cuja finalidade é adaptar o veículo a qualquer condição de terreno, como também permitir aumento da capacidade de carga (ABNT NBR 11412, 2011).

- **Dolly:** veículo intermediário rebocado que funciona como distribuidor de peso (ABNT NBR 11412, 2011).

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

- **Quinta-roda:** dispositivo montado sobre a unidade de tração, reboque, semirreboque ou *dolly*, destinado a estabelecer a articulação entre o caminhão-trator ou *dolly* e o semirreboque e que, ao mesmo tempo, serve de ponto de apoio deste último sobre aquele veículo (ABNT NBR 11412, 2011).

- **Veículo rodoviário de carga:** veículo utilizado para trânsito nas vias de rolamento, destinado ao transporte geral de cargas, sejam gases, líquidos ou sólidos (ABNT NBR 9762, 2012).

- **Caminhão:** veículo automotor complementado com equipamento veicular que o torna apto a desempenhar os trabalhos de transporte a que se destina (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-roda ou é a ela ligado por meio de articulação (ABNT NBR 9762, 2012).

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

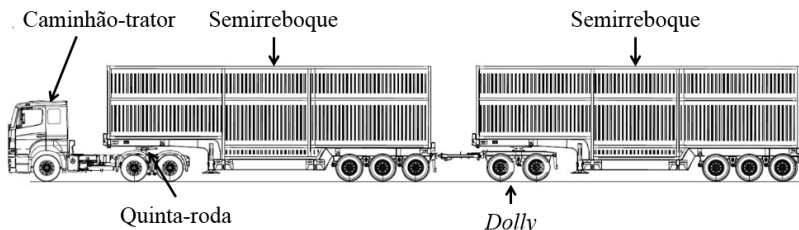


Figura 3 - Exemplo de caminhão-tractor, semirreboque, quinta-rodinha e *dolly*.

### 2.1.2 Legislação brasileira para veículos de transporte de carga

A legislação de trânsito brasileira é vasta e rica em leis, decretos, resoluções, portarias e deliberações que, publicadas no decorrer de 102 anos, permitem compreender o dinamismo do tema e sua necessidade de revisão e atualização constantes. Isso porque, com o passar do tempo, os costumes, as pessoas e as sociedades mudam, gerando novas necessidades e demandas, as quais precisam ser atendidas (BOARETTO, 2012).

Atualmente o trânsito brasileiro é regulamentado pela Lei nº 9.503, de 23 de setembro de 1997, a qual instituiu o Código de Trânsito Brasileiro (CTB). Conforme artigo 99 do CTB, somente poderá transitar pelas vias terrestres, veículos cujo peso e dimensões atenderem aos limites estabelecidos pelo Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), (CTB, 1997). As principais resoluções do CONTRAN para o transporte de cargas rodoviárias são as resoluções de nº 210 e 211 de 13 de novembro de 2006. A resolução 210 estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitam por vias terrestres e dá outras providências, conforme mostra a Figura 4. Já a resolução de nº 211 estabelece os requisitos necessários à circulação de CVC, a que se referem os artigos 97, 99 e 314 do CTB.

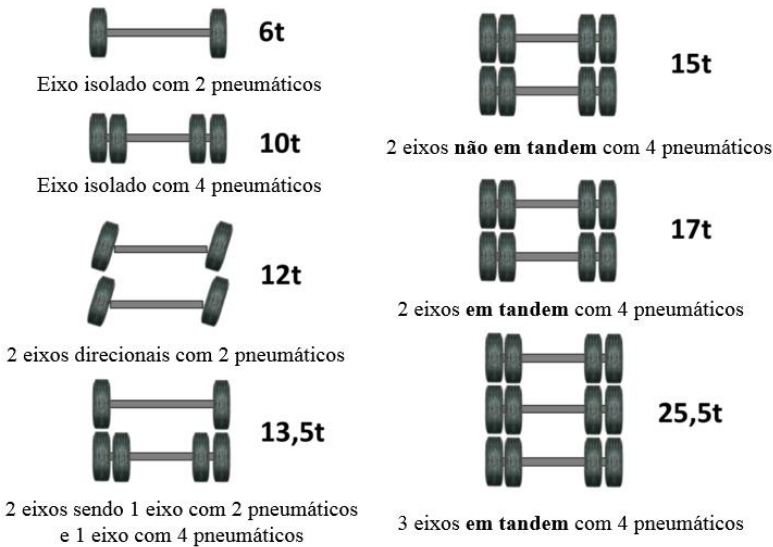


Figura 4 - Limites de peso bruto por eixo conforme resolução 210 do CONTRAN.

Fonte: Adaptado de (CONTRAN, 2006)

Conforme estabelecido no artigo 6º da resolução nº 211 do CONTRAN, o DENATRAN é responsável pela homologação e publicação das CVC's autorizadas a circular em território brasileiro. A portaria número 63, de 31 de março de 2009, publicada pelo DENATRAN, é que apresenta os veículos e as combinações de veículos de carga e passageiros homologados. A Tabela 2 apresenta um conjunto de CVC's homologadas como exemplo.

Tabela 2 - Exemplo de composições homologadas pelo DENATRAN  
 Fonte: adaptado de (DENATRAN – Portaria 63, 2009).

COMPOSIÇÕES HOMOLOGADAS PARA O TRANSPORTE DE CARGA						
Caminhão-Trator + Semirreboque			Peso máximo por eixo ou conjunto de eixos (t)	PBT E PBTC (t)		Comprimento máximo (m)
				Comprimento total (m)		
				Inferior a 16,0	Superior ou igual a 16,0	
I-9			$6 + 10 + 10 = 26$	26	26	18,6
I-10			$6 + 10 + 17 = 33$	33	33	
I-11			$6 + 10 + 10 + 10 = 36$	36	36	
I-12			$6 + 10 + 25,5 = 41,5$	41,5	41,5	
I-13			$6 + 10 + 10 + 17 = 43$	43	43	
I-14			$6 + 10 + 10 + 10 + 10 = 46$	45	46	

Ainda conforme o artigo 9º da resolução 210 do CONTRAN fica estabelecido que semirreboques com um ou mais eixos distanciados somente poderão ser homologados e/ou registrados se equipados com suspensão pneumática e pelo menos um dos eixos auto direcional.

### 2.1.3 Eficiência energética no transporte de carga brasileiro

Em 2014 os derivados de petróleo representaram 44,4% do consumo total de energia final no Brasil (EPE, 2014). O diesel aparece como uma das mais importantes fontes energéticas, sendo responsável, em 2013, pelo consumo de 18,3% da energia no país (EPE, 2014). No consumo de diesel, o transporte rodoviário de cargas tem grande peso, visto que neste mesmo período, o setor respondeu pelo consumo de 36,65 milhões de toneladas equivalentes de petróleo, aproximadamente 80% do consumo desse combustível no país (EPE, 2014).

Além de ser um grande consumidor de energia, o setor de transportes no país também apresenta indicativos de que é pouco eficiente quando comparado ao restante do cenário mundial. A média mundial de autonomia (km/l) para caminhões novos, leves e médios foi de 8,2 km/l e de caminhões novos pesados foi de 3,6 km/l em 2010 (IEA, 2012), enquanto no cenário brasileiro estes valores foram, respectivamente, de 5,6 km/l e 3,4 km/l em 2012 (MMA, 2014).

Conforme (CNT, 2015) dados da Pesquisa Anual de Serviços (PAS) estimam que para um veículo de carga que percorra distâncias

superiores a 6.000 km/mês em rodovias, 37% do custo total mensal sejam provenientes do consumo de combustível.

#### 2.1.4 CVC's utilizadas no transporte de carga

Entre as configurações homologadas pelo DENATRAN que não necessitam de autorização especial de trânsito (AET), que tem maior PBTC e são as mais utilizadas pelos transportadores, pode-se citar a combinação de caminhão-trator 6x2 + semirreboque de 3 eixos distanciados, caminhão-trator 6x4 + 2 semirreboques de 2 eixos (Bi-trem) e caminhão-trator 8x2 + semirreboque 3 eixos.

Dentre os fatores que são relevantes na escolha do tipo de CVC utilizada para um determinado transporte pode-se citar alguns, como:

- O modelo de caminhão-trator e semirreboque que estão diretamente relacionados ao investimento inicial na aquisição deste tipo de CVC e ao custo de manutenção ao longo da vida útil da CVC;
- A quantidade de eixos e pneus que está relacionada ao custo referente à troca de pneus e manutenção durante a vida útil da CVC;
- A tara (peso sem carga) do caminhão trator e do semirreboque influencia diretamente na carga líquida a ser transportada, que é calculada pela equação 2.1.

$$C_{liq} = PBTC - Tara_c - Tara_s \quad (2.1)$$

Para  $C_{liq}$  a carga líquida,  $Tara_c$  a tara do caminhão trator e  $Tara_s$  a tara do semirreboque. A Tabela 3 apresenta os fatores citados anteriormente para três tipos de CVC's.

Tabela 3 – Características das CVC's

	CVC com caminhão- trator 6x2 + semirre- boque de 3 eixos distanciados	CVC com caminhão- trator 6x4 + 2 semir- reboque de 2 eixos	CVC com caminhão- trator 8x2 + semirre- boque de 3 eixos
Caminhão-trator	6x2	6x4	8x2
Semirreboque	3 eixos distanciados	2 semirreboques de 2 eixos	3 eixos
Suspensão do cami- nhão	mecânica ou pneumática	mecânica ou pneumática	mecânica ou pneumática
Suspensão do semir- reboque	mista ou pneumática	mecânica ou pneumática	mecânica ou pneumática
Quantidade de eixos	6	7	7
Quantidade de pneus	22	26	24
PBTC (t)	53	57	54,5
Tara caminhão-trator (t) ≈	9,05	9,63	10,3
Tara semirreboque tanque 45.000l (t) ≈	9	12	8,5
Carga líquida (t) ≈	34,95	35,37	35,7

A tara do caminhão-trator foi considerada do catálogo do fabricante dos seguintes modelos: Scania R440 LA6x2 R885, R440 LA6x4 RB662+R660 e R440 LA8x2 R885 (SCANIA, 2016), já a tara dos semirreboques foi estimada para tanques de 45.000 litros utilizados no transporte de cargas líquidas, sendo conforme o tipo de semirreboque utilizado.

#### 2.1.4.2 Caminhão-trator 6x2 com semirreboque de 3 eixos distanciados

No Brasil semirreboques com 3 eixos distanciados são popularmente denominados de “vanderléia”. A Figura 5 apresenta este tipo de CVC que é utilizada com diversos tipos de semirreboques como: tanques, basculantes, graneleiras, baús, porta containers entre outros. Esse tipo de CVC é reconhecidamente famosa pela dificuldade de realizar

manobras e por apresentar desgaste prematuro nos pneus do semirreboque.

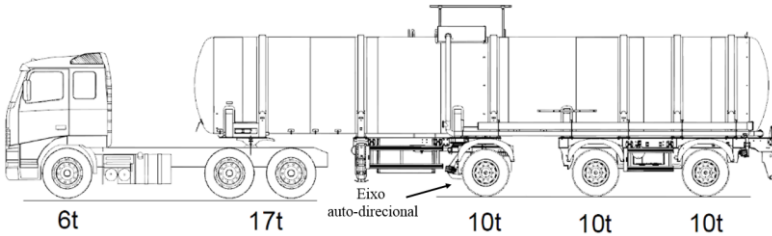


Figura 5 - CVC caminhão-tractor 6x2 com semirreboque tanque de 3 eixos distanciados.

Fonte: Autor.

Conforme mencionando anteriormente no capítulo 2.1.2, nesse tipo de CVC é obrigatório que o semirreboque tenha pelo menos um eixo direcional ou auto-direcional. A configuração mais utilizada no Brasil é com o primeiro eixo do semirreboque auto-direcional, conforme Figura 5. O eixo auto-direcional é um sistema de direção passivo e funciona pela existência do cáster, ou seja, a partir da existência de uma força lateral no pneu o mesmo tende a esterçar.

O cáster é, segundo a DIN70020, a distância "c", mostrada na Figura 6, 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 (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012).

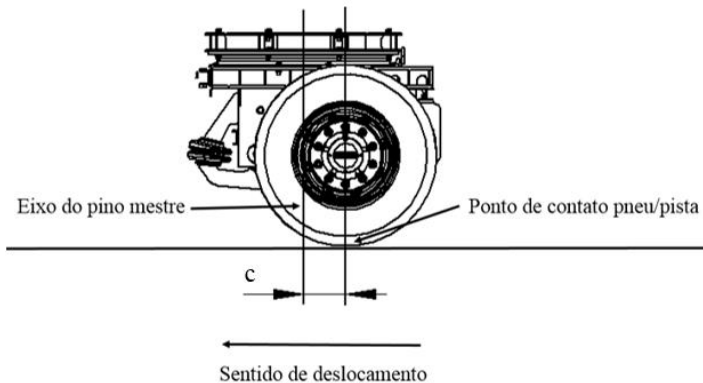


Figura 6 - Eixo auto-direcional.

Fonte: Autor.



O problema na utilização desse sistema é quando a CVC necessita inverter o sentido de deslocamento, ou seja, seguir à ré, o que faz com que o eixo gire ao contrário do necessário. Para contornar esse problema alguns semirreboques bloqueiam o eixo, o que aumenta o “arraste” dos pneus e dificulta a realização de manobras, já outros modelos de semirreboques suspendem o eixo do solo, o que acaba aumentando a carga nos eixos do semirreboque e do caminhão-trator, podendo causar danos ao chassi e às suspensões dos veículos.

#### 2.1.4.3 Caminhão-trator 6x4 com 2 semirreboques de 2 eixos

No Brasil as CVCs com caminhão-trator 6x4 com 2 semirreboques de 2 eixos são popularmente denominados de Bi-Trem (Figura 7). Esse tipo de CVC é utilizada nos mais diversos tipos de semirreboques como: tanques, basculantes, graneleiras, baús, porta containers, canaviéis, transporte de toras entre outros.

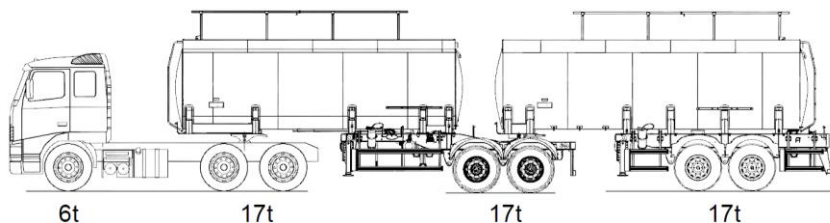


Figura 7 - CVC caminhão-trator 6x4 com 2 semirreboques tanque de 2 eixos cada.

Fonte: Autor.

#### 2.1.4.4 Caminhão-trator 8x2 com semirreboque de 3 eixos

O CONTRAN publicou em 17 de julho de 2009 a resolução nº 326, que estabeleceu que a partir de 1º de janeiro de 2011, as Combinações de Veículos de Carga – CVC de 57 toneladas seriam obrigatoriamente de tração dupla do tipo 6x4. Isso aumentou o custo dos transportadores ao adquirir este tipo caminhão-trator, o que fez com que alguns deles migrassem para a utilização de CVC dotada de caminhão-trator 8x2 com semirreboque de 3 eixos (Figura 8).

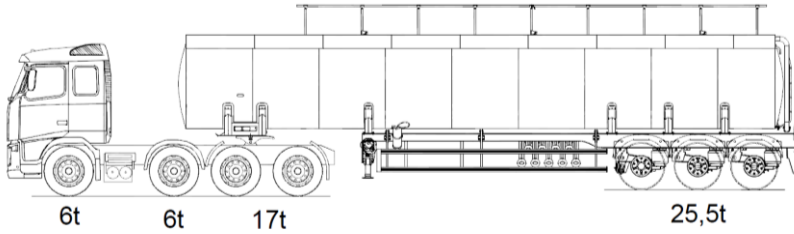


Figura 8 - CVC caminhão-trator 8x2 com semirreboque tanque de 3 eixos.

Fonte: Autor.

## 2.2 Geometria de direção

O conceito de geometria ideal de direção surgiu no século XVIII com a necessidade de melhorar a estabilidade dos veículos da época, que eram carruagens puxadas por cavalos (Figura 9a). Conforme (GENTA e MORELLO, 2008) esse tipo de veículo tinha baixíssima estabilidade e tendência ao tombamento em curvas, tornando-os perigosos.

Um dos motivos para que esses veículos tivessem baixa estabilidade em curvas é devido ao fato do sistema de direção utilizado, onde o eixo das rodas dianteiras possui um pivô central, o que diminui a bitola dianteira do veículo à medida em que ocorre o esterçamento (Figura 9b).

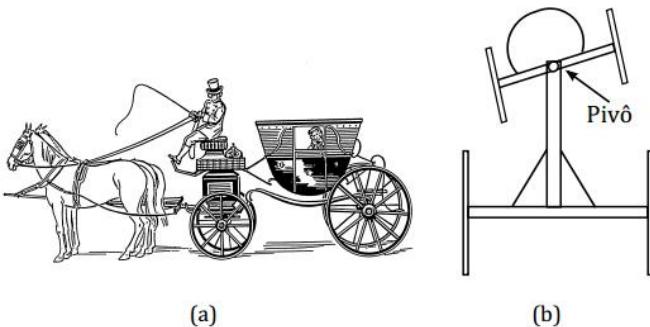


Figura 9 – (a) Carruagens puxadas por cavalos. (b) Pivô central do eixo dianteiro.

Fonte: (NUÑEZ, 2014).

Entre os anos de 1758 a 1759 Erasmus Darwin idealizou um novo método de direção para carruagens, onde a barra frontal ficava paralela à barra traseira, criando um mecanismo de 4 barras. Ele ainda definiu que

se prolongasse os eixos das rodas dianteiras, eles interceptariam o prolongamento do eixo traseiro em um ponto, que é o centro instantâneo de rotação do veículo (O), como mostrado na Figura 10 (KING-HELE, 2002). O conceito de Erasmus Darwin também é conhecido como geometria ideal de direção.

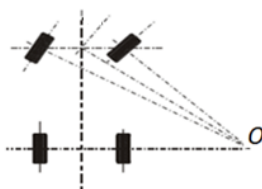


Figura 10 - Geometria ideal de direção para um veículo de 2 eixos e 4 rodas, com as rodas do eixo dianteiro esterçantes.

Fonte: adaptado de (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

O conceito de geometria ideal de direção pode ser definido para vários tipos de sistemas de direção, conforme é apresentado na Figura 11.

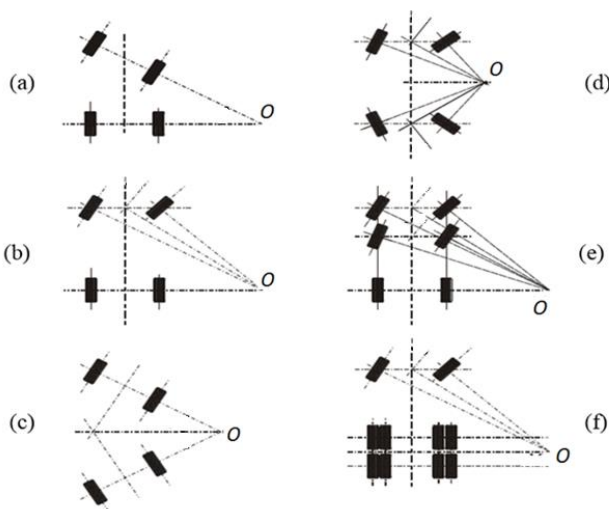


Figura 11 - Geometria ideal para vários sistemas de direção.

Fonte: adaptado de (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Conforme pode ser visto na Figura 11(f) quando um veículo possui dois eixos fixos, o centro de rotação instantâneo da curva é definido

no prolongamento do plano médio entre esses dois eixos, sendo necessário que os seus pneus se deformem lateralmente ou “arrastem” sobre o pavimento para que o veículo realize uma curva.

Mais de 50 anos depois da invenção de Erasmus Darwin, George Langensperger redescobriu o critério ideal de direção e inventou um mecanismo de direção que se aproxima desse critério. Em 1818, Rudolf Ackerman patenteou em Londres o mecanismo de George Langensperger e assim ganhou os créditos da invenção (KING-HELE, 2002), (JAZAR, 2014) e (GENTA; MORELLO, 2008). Por tais motivos o critério ideal de direção ficou conhecido como geometria de Ackerman.

Jazar (2014) apresenta a condição cinemática entre as rodas interna e externa, para que um veículo de dois eixos se deslocando em velocidade muito baixa realize uma curva livre de deslizamento (Figura 12). Esta condição é conhecida como condição de Ackerman, e é expressa pela equação 2.2.

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \quad (2.2)$$

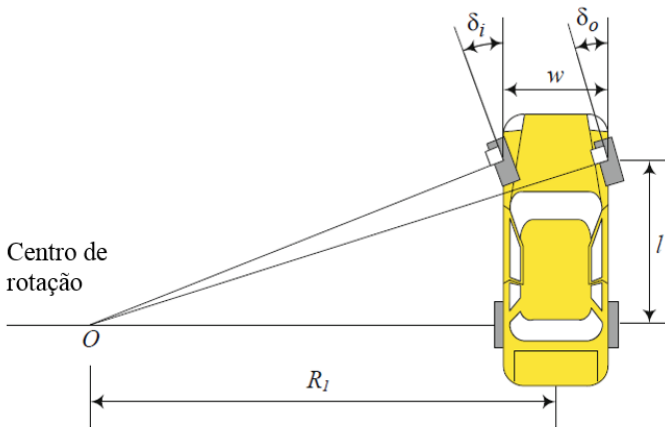


Figura 12 – Condição de Ackerman para um veículo com rodas dianteiras esterçantes.

Fonte: adaptado de (JAZAR, 2014).

Para:

$\delta_o$ : Ângulo de esterçamento da roda externa a curva ( $^\circ$ );

$\delta_i$ : Ângulo de esterçamento da roda interna a curva ( $^\circ$ );

$l$ : Distância entre eixos do veículo (m);

$w$ : Bitola do eixo direcional do veículo (m);

$R_1$ : Raio de curva do centro do eixo traseiro do veículo (m).

Jazar (2014) também apresenta equações matemáticas (Eqs. 2.3 e 2.4) para calcular os ângulos ideais de esterçamento das rodas dianteiras de um veículo se deslocando em baixa velocidade.

$$\tan \delta_0 = \frac{l}{R_1 + (w/2)} \quad (2.3)$$

$$\tan \delta_i = \frac{l}{R_1 - (w/2)} \quad (2.4)$$

Conforme Jazar (2014), se um veículo tem mais que dois eixos, todos os eixos, exceto um, devem ter rodas esterçantes para permitir a rotação do veículo em velocidades baixas próximo de zero (Figura 13). As equações (Eqs. 2.5 e 2.6) satisfazem a condição de Ackerman para um veículo de 3 eixos com 2 eixos de rodas esterçantes.

$$\cot \delta_2 - \cot \delta_1 = \frac{w}{(a_1 + a_3)} \quad (2.5)$$

$$\cot \delta_3 - \cot \delta_4 = \frac{w}{(a_2 + a_3)} \quad (2.6)$$

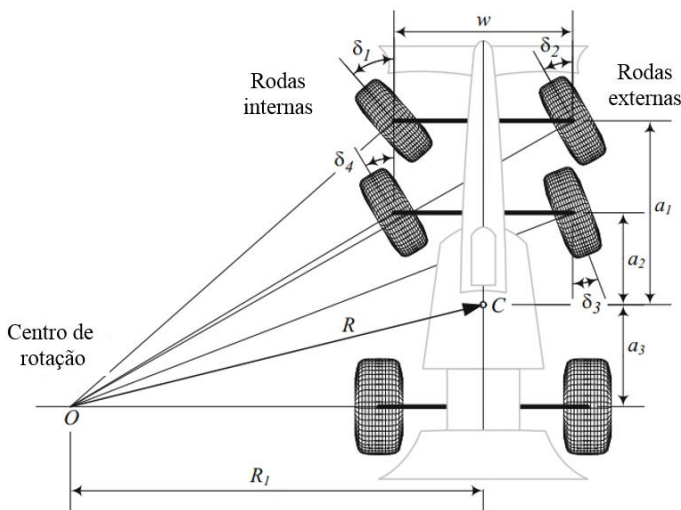


Figura 13 - Condição de Ackerman para um veículo de 3 eixos.  
Fonte: adaptado de (JAZAR, 2014).

Baseado na condição de geometria ideal de direção, Jazar (2014) ainda apresenta a condição de Ackerman para um veículo acoplado a um reboque (Figura 14), e as equações (Eqs. 2.7 e 2.8) para calcular o raio mínimo ( $R_{\text{Min}}$ ) e máximo ( $R_{\text{Max}}$ ) do conjunto.

$$R_{\text{Min}} = \sqrt{R^2 - a_2^2 + b_1^2 - b_2^2} - \frac{1}{2} w_t \quad (2.7)$$

$$R_{\text{Max}} = \sqrt{\left(R_1 + \frac{w_v}{2}\right)^2 + (l + g)^2} \quad (2.8)$$

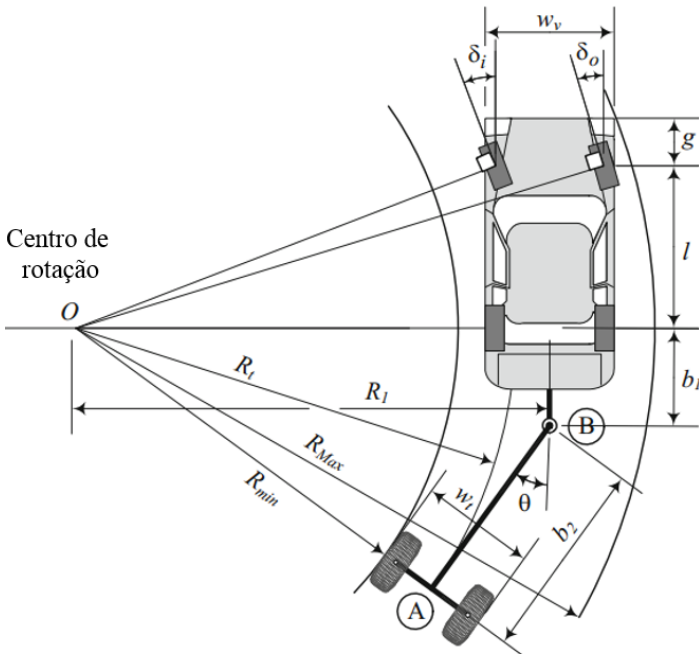


Figura 14 - Condição de Ackerman para um veículo acoplado a um reboque.

Fonte: adaptado de (JAZAR, 2014).

### 2.2.2 Sistema de direção

O sistema de direção veicular é aquele que transforma a necessidade de mudança direcional desejada pelo condutor do veículo, em mo-

vimento de rotação em relação a um centro. Essa necessidade pode ser percebida de diferentes formas, seja pelo nível de esforço, ângulo do volante, sensibilidade da pista pelo condutor e comportamentos distintos em função da velocidade do veículo (FERNANDES, 2005).

Dentro deste sistema, o mecanismo de direção surge como o seu principal componente, pois é o responsável pela sincronização das rodas direcionais. Na Figura 15 é possível visualizar a disposição do sistema de direção em um veículo comercial, onde os componentes principais são: o volante, o mecanismo de direção e as rodas direcionais.

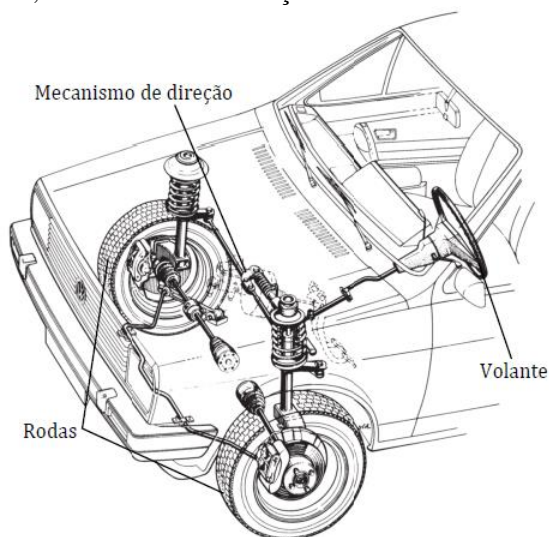


Figura 15 - Disposição do sistema de direção em um veículo comercial.

Fonte: adaptado de (REIMPELL, STOLL e BETZLER, 2001).

Sistemas de direção também são encontrados em outros tipos de veículos, como caminhões, ônibus, semirreboques, reboques entre outros.

### 2.2.3 Sistemas de direção para semirreboques

A utilização de sistemas de direção para semirreboques não é comum no setor de transporte rodoviário brasileiro, sendo que os modelos de semirreboques mais utilizados possuem eixos fixos. As pesquisas apresentadas nesta seção mostram que semirreboques com sistema de direção possuem melhor manobrabilidade e menor desgaste de pneus quando comparados com modelos com eixos fixos.

A Figura 16 (a) apresenta um semirreboque com sistema de direção, utilizado em pesquisas realizadas na universidade de Cambridge.

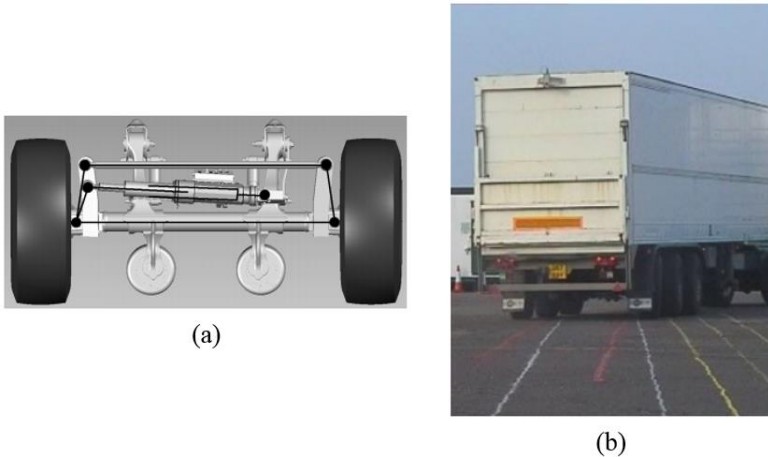


Figura 16 - Semirreboque com sistema de direção. (a) Mecanismo de direção. (b) Semirreboque.

Fonte: adaptado de (CEBON, *et al.*, 2010)

Cebon e Jujnovich (2002) apresentam resultados de simulações de alguns sistemas de direção e concluem que os sistemas de direção do semirreboque geralmente melhoraram o desempenho a baixa velocidade de veículos articulados. As principais vantagens de tais sistemas são que reduzem substancialmente a largura da pista que o veículo precisa durante a realização de uma curva e a força lateral dos pneus. Como resultado, os semirreboques equipados com esses sistemas geralmente têm uma melhor manobrabilidade, têm acesso a uma parte maior da rede rodoviária, apresentam menor desgaste dos pneus e produzem menos danos à superfície das estradas enquanto fazem curvas, comparado aos semirreboques convencionais de eixos fixos. A única desvantagem encontrada pelos autores em velocidade baixa foi um aumento na saída de traseira do semirreboque (*tail swing*), como é mostrado na Figura 17. O trajeto pontilhado representa à trajetória do ponto A (extremidade traseira do semirreboque) e o *tail swing* é a maior distância entre a extremidade da pista e a extremidade traseira do semirreboque, exemplificado no detalhe B da Figura 17.



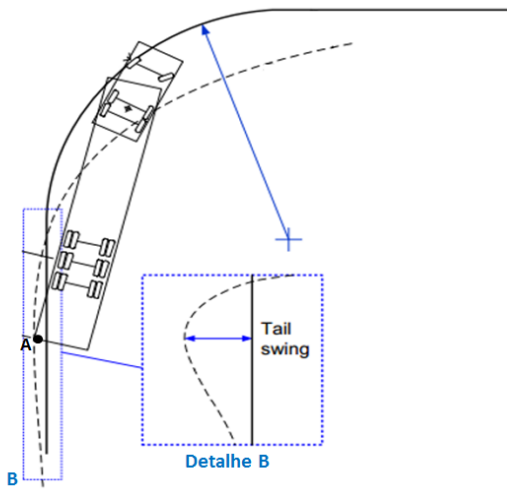


Figura 17 - Exemplo de saída de traseira do semirreboque (*tail swing*).

Fonte: adaptado de (NORDENGEN, KIENHOFER e SAXE, 2013).

Özkan (2014) comenta que a adoção de um sistema de direção nas rodas traseiras dos semirreboques tornou-se comum para melhorar a manobrabilidade do veículo. Em sua pesquisa, ele trabalhou com otimização do mecanismo de direção de um semirreboque para atender à condição de Ackerman, e desenvolveu um algoritmo com dois objetivos. O primeiro foi manter o semirreboque dentro dos limites da estrada para testes específicos e o segundo foi diminuir o desgaste dos pneus. Ele considerou em sua pesquisa um modelo cinemático do semirreboque, concluindo que o algoritmo de otimização é capaz de atingir os dois objetivos.

Para Dessousky (2006), sistemas de direção automatizados podem fornecer benefícios de segurança para todas as operações de caminhões existentes, incluindo veículos combinados. No entanto, o autor comenta que é difícil avaliar o grau de benefícios gerado por tal automação. E que talvez um potencial real de sistemas de direção para semirreboques automatizados resida na expansão de operações de veículos combinados mais longos. Outro benefício futuro da direção automática do semirreboque é que possa reduzir os custos da modificação da infraestrutura de estradas, aumentando significativamente a segurança de operações de veículos combinados mais longos, em áreas de tráfego mais denso ou em estradas de perímetro urbano.

Jujnovich, *et al.*, (2010) apresentam um novo controle ativo de sistema de direção para veículos de carga articulados. Os autores realizaram testes experimentais utilizando um semirreboque, onde três condições foram comparadas: semirreboque com o novo controle ativo de direção nos três eixos, com sistema de direção auto-direcional no último eixo do semirreboque e com o sistema convencional de três eixos fixos. O principal objetivo da estratégia utilizada no controle ativo de direção foi reduzir a saída de traseira do semirreboque (*tail swing*), e os resultados mostraram que o objetivo foi atingido. Nos testes realizados o semirreboque com o controle ativo de direção teve uma redução de 100% no *tail swing* em relação aos outros semirreboques com sistema de direção auto-direcional e sistema convencional com eixos fixos, ou seja, o semirreboque com controle ativo de direção não precisou sair da pista para realizar a manobra do teste.

Milani (2015) estudou o potencial de controle ativo do sistema de direção de um semirreboque para baixas e elevadas velocidades. Em seu trabalho um sistema eletrônico de direção é utilizado, sendo que a estratégia do controlador é variada conforme a velocidade do veículo, fazendo com que tenha maiores benefícios tanto em baixas como em velocidades elevadas. Para avaliar o comportamento dinâmico do veículo o autor desenvolveu um modelo matemático através do *software* MATLAB e utilizou o *software* comercial de simulação dinâmica de veículos pesados TruckSim para validar seu modelo. Como resultados o autor comenta que foi possível melhorar a estabilidade do veículo em elevadas velocidades (70 km/h até 120 km/h). Para baixas velocidades (cerca de 10 km/h) foi possível por sua vez reduzir a força lateral nos pneus e o *tail swing* do semirreboque.

Breeman (2016) afirma que semirreboques com sistema de direção tendem a diminuir a estabilidade em elevadas velocidades, principalmente aqueles com eixos de articulação central, devido a redução da bitola quando o eixo gira, conforme ilustrado na Figura 18.

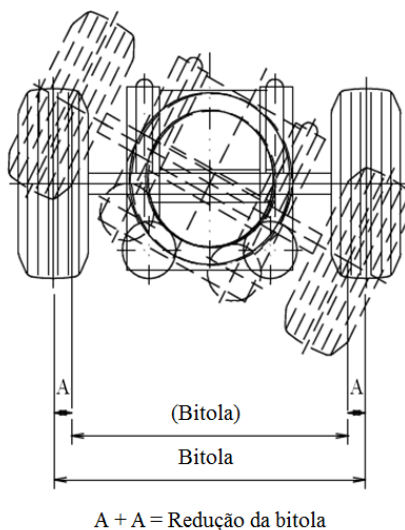


Figura 18 - Redução da bitola para eixo de articulação central.  
 Fonte: Adaptado de (Breeman International Supplies, 2016)

### 2.3 Mecanismos

De fato, os sistemas de direção possuem mecanismos, os quais são responsáveis pelo esterçamento das rodas.

Norton (2008) define um mecanismo como um dispositivo que transforma um movimento qualquer em um padrão desejado e geralmente desenvolve forças de baixa intensidade e transmite pouca potência. Já Hunt (1978) define o mecanismo como um meio de transmitir, controlar ou limitar um movimento relativo.

Conforme Tsai (2001) uma cadeia cinemática é um conjunto de elos ou corpos rígidos conectados por juntas. Quando um elo da cadeia cinemática é fixado a uma base, a cadeia cinemática torna-se um mecanismo.

Os corpos rígidos que fazem parte de um mecanismo ou de uma máquina são chamados de elos. A conexão entre dois elos é chamada de par cinemático, que adiciona fisicamente algumas restrições ao movimento relativo entre dois elos (TSAI, 2001).

De acordo com Reuleaux (1963) os pares cinemáticos podem ser classificados como par inferior e par superior:

- Pares cinemáticos inferiores: O contato entre esses pares é superficial. Existem seis pares cinemáticos inferiores que são frequentemente usados em mecanismos, máquinas e robôs, os quais são mostrados na Figura 13.

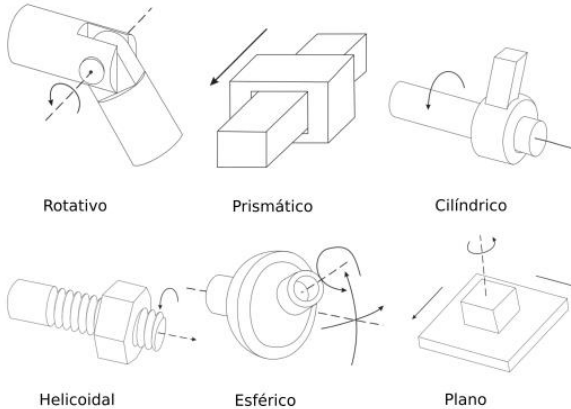


Figura 19 - Pares cinemáticos inferiores

Fonte: adaptado de (SIMONI, 2008).

- Pares cinemáticos superiores: O contato entre esses pares é pontual ou linear, alguns exemplos são mostrados na Figura 20.



Figura 20 - Pares cinemáticos superiores.

Fonte: adaptado de (SIMONI, 2008).

As cadeias cinemáticas e os mecanismos podem ser representados de três formas: representação funcional, estrutural e por grafo. Na representação funcional Figura 21(a), os elos e as juntas do mecanismo representam-se aproximadamente como são na realidade. A representação estrutural Figura 21(b) consiste em desenhar os elos do mecanismo como polígonos, onde os vértices representam as juntas. Por último na representação por grafo Figura 21(c), os elos são representados por um

conjunto de vértices e as juntas representam-se por um conjunto de arestas (NUÑEZ, 2014).

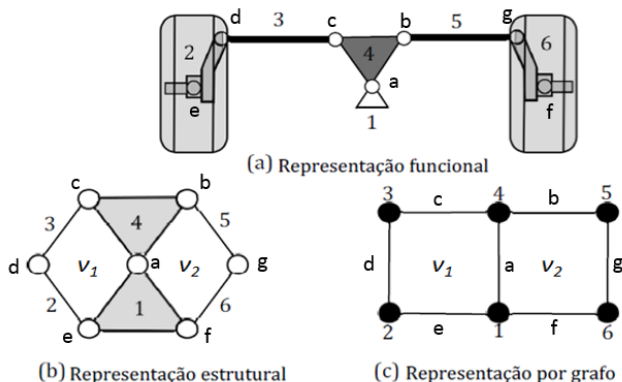


Figura 21 - Representação de cadeias cinemáticas e mecanismos.

Fonte: (NUÑEZ, 2014).

### 2.3.1 Mobilidade

Uma característica muito importante de um mecanismo é denominada como grau de liberdade ou mobilidade.

De acordo com a terminologia da *International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science* (IFTOMM), a mobilidade é o número de variáveis independentes necessárias para um movimento de entrada para uma cadeia cinemática (IFTOMM, 2016). A mobilidade é também conhecida como o número de graus de liberdade da cadeia cinemática (HUNT, 1978).

Quando as restrições nas juntas são independentes e não se introduz nenhuma redundância, os graus de liberdade de uma cadeia cinemática, com  $n$  elos e  $j$  juntas podem ser calculados pela Eq. (2.9).

$$M = \lambda (n - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i \quad (2.9)$$

sendo:

M: Mobilidade;

$\lambda$  = Espaço de trabalho;

$n$  = Número de elos;

$j$  = Número de juntas;

$f_i$  = Grau de liberdade relativo permitido pela junta  $i$ .

A Eq. (2.9) é conhecida como critério de Grubler-Kutzbach.

Um dos principais problemas da análise de mobilidade de um determinado mecanismo é como determinar as restrições redundantes (HUANG, QUINCHUAN LI e DING, 2012). Conforme Carboni, Simas e Martins (2015) as restrições redundantes de um mecanismo geralmente são definidas como restrições que podem ser removidas sem alterar a cinemática do sistema, pois elas agem com a mesma liberdade no mecanismo.

Além disso, a importância da análise de restrições redundantes está relacionada ao fato de que a movimentação de um mecanismo pode ser bloqueada quando restrições redundantes estão presentes. Este fato exige maior precisão na fabricação dos elos e pode levar a maiores tensões nos componentes (CARBONI, SIMAS e MARTINS 2015).

A restrição redundante pode ser considerada no cálculo da mobilidade de um mecanismo utilizando o critério de Grubler-Kutzbach modificado, que é apresentado na Eq. (2.10), (HUANG, LIU e ZENG, 2009) (DAI, HUANG e LIPKIN).

$$M = \lambda (n - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i + q \quad (2.10)$$

sendo que  $q$  é a restrição redundante.

Para mecanismos que são formados apenas por cadeias fechadas e juntas com 1 grau de liberdade a Eq.(2.10) pode ser escrita como:

$$M = \lambda (n - j - 1) + j + q \quad (2.11)$$

A equação de Euler (Eq. 2.12) é frequentemente utilizada na análise de mecanismos.

$$v = j - n + 1 \quad (2.12)$$

Considerando  $v$  igual ao número de subcadeias ou circuitos independentes. A Eq.(2.11) é conhecida como critério da mobilidade do circuito (SIMONI, 2008).

Subcadeia ou circuito independente é um subconjunto de elos e pares cinemáticos que formam uma volta fechada (MURAI, 2014). Na representação estrutural e por grafo na Figura 21 é possível visualizar duas subcadeias,  $v_1$  e  $v_2$ .

Utilizando a equação de Euler na Eq.(2.11) tem-se:

$$M = -v \lambda + j + q \quad (2.13)$$

Para facilitar o entendimento do critério da mobilidade, pode-se considerar:

$$\mathcal{F} = -v \lambda + j \quad (2.14)$$

sendo que  $\mathcal{F}$  é a mobilidade do mecanismo sem considerar restrições redundantes. Dessa forma a equação da mobilidade considerando restrições redundantes é apresentada na Eq. 2.15.

$$M = \mathcal{F} + q \quad (2.15)$$

A Eq.(2.15) é uma forma simplificada do critério de Grubler-Kutzbach modificado.

### 2.3.2 Síntese do número

Síntese é o processo de obter o comportamento de uma máquina ou mecanismo já existente. A síntese do número visa determinar o número de elos e pares cinemáticos do mecanismo bem como quais elos estão conectados entre si (MURAI, 2014).

Murai (2014) apresenta um resumo a ser seguido para realizar a síntese do número.

1. Determinar a quantidade de elos ( $n$ ), a quantidade de pares cinemáticos ( $j$ ) e a quantidade de elementos de par cinemático ( $e$ ) para os requisitos estruturais fornecidos;
2. Determinar todas as partições possíveis de serem geradas para  $n$  e  $e$  calculados;
3. Determinar todas as variações possíveis para cada partição obtida;
4. Determinar todas as inversões possíveis para cada variação obtida.

sendo que a partição é o conjunto de todos os elos que serão utilizados para montar a cadeia cinemática. Desta forma uma partição pode ter elos unários, binários, ternários e assim por diante. Na Figura 22 é apresentado um exemplo de partição para requisitos estruturais com  $M = 1$ ,  $v = 3$ ,  $\lambda = 3$ ,  $n = 8$  e  $j = 10$ .

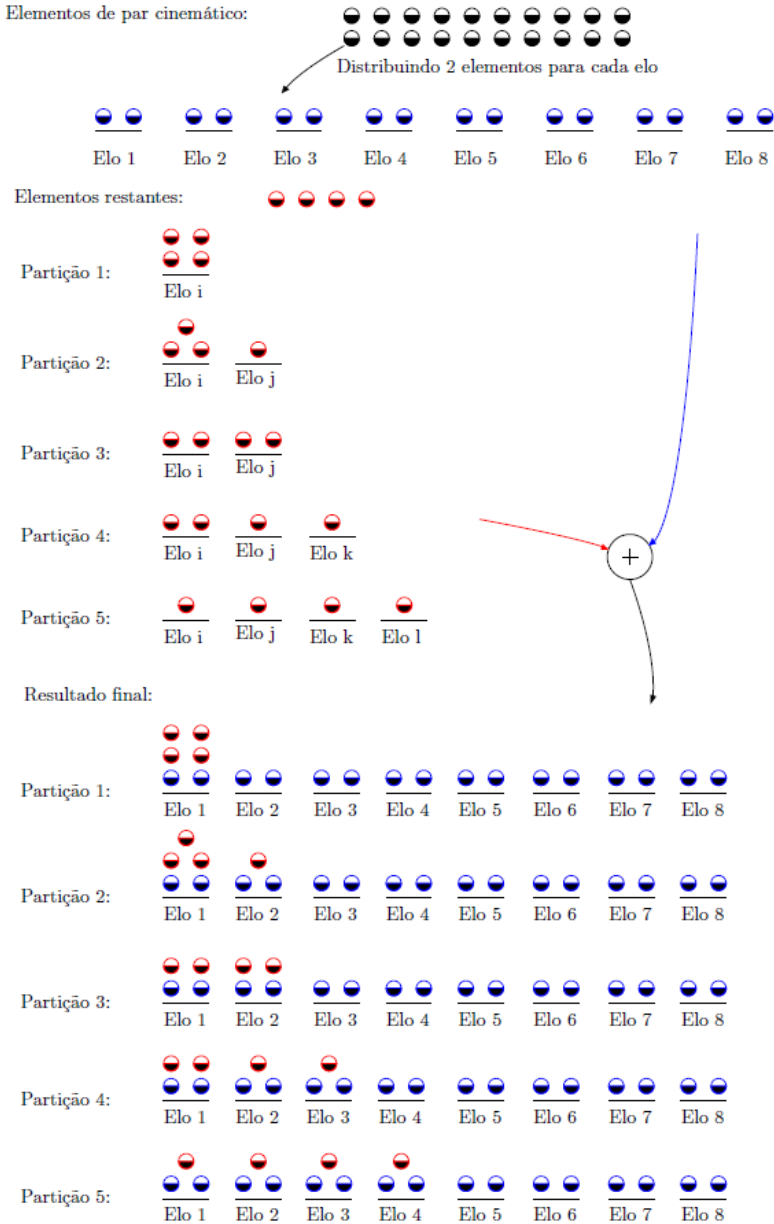


Figura 22 - Exemplo de partição.  
 Fonte: (MURAI, 2014).



A variação é o modo no qual os elos de uma partição podem ser arrançados para gerar uma cadeia cinemática. Assim, dada uma partição, ao conectarem-se os elos de todos os modos possíveis geram-se todas as variações possíveis. A Figura 23 apresenta um exemplo de variação.

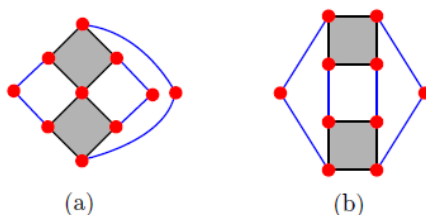


Figura 23 - Exemplo de variação da partição 3 do exemplo anterior.  
Fonte: (MURAI, 2014).

Já a inversão é referente a associar um referencial fixo a um dos elos de uma cadeia cinemática. Assim, partindo de uma cadeia cinemática, determinar todas as inversões da mesma seria equivalente a determinar todos os mecanismos que podem ser gerados por essa cadeia. A Figura 24 apresenta um exemplo de inversão.

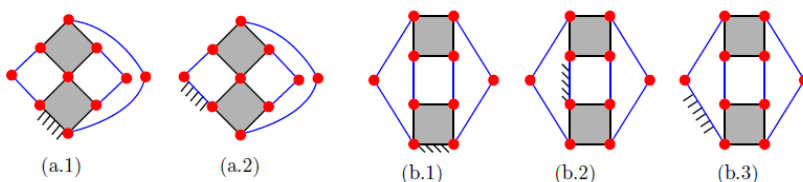


Figura 24 - Exemplo de inversões da partição 3 do exemplo anterior.  
Fonte: (MURAI, 2014).

### 2.3.3 Síntese do tipo

A síntese do tipo visa determinar os tipos de pare cinemáticos que conectam os elos. Inicialmente, devem-se listar todos os tipos de pares cinemáticos que podem ser utilizados e analisar fatores que podem não tornar viável a utilização de alguns desses, como: espaço de trabalho, fabricação e manutenção (MURAI, 2014). A Figura 25 apresenta um exemplo de síntese do tipo para um amortecedor.

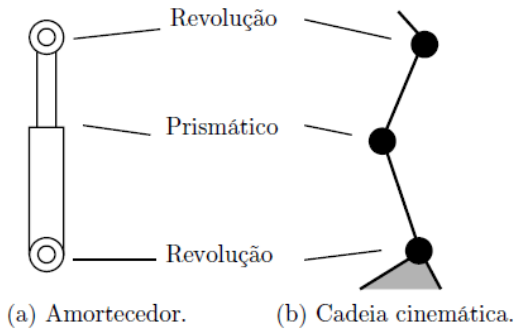


Figura 25 - Exemplo de síntese do tipo.

Fonte: (MURAI, 2014).

### 2.3.4 Síntese dimensional

A síntese dimensional visa determinar as dimensões dos elos para que o mecanismo possua a cinemática desejada.

Conforme Norton (2008) a síntese dimensional de um mecanismo é a determinação das proporções (comprimentos) dos elos necessários para se obter os movimentos desejados.

Murai (2014) comenta que a síntese dimensional pode ser classificada em três tipos: Geração de função, caminho e trajetória.

Na geração de função o objetivo é determinar as dimensões do mecanismo para que seu comportamento descreva uma função. Na geração de caminho o objetivo é determinar as dimensões do mecanismo para que um ponto de interesse percorra um caminho específico ao acionar o mecanismo e, por fim, a geração de trajetória é similar à geração de caminho, entretanto tem-se a especificação adicional do tempo no caminho ou da posição que o elo de entrada deverá estar à medida que o ponto avança sobre o caminho.

### 2.3.5 Análise cinemática de posição

A análise cinemática de mecanismos consiste na determinação das características cinemáticas de mecanismos já prontos ou em fase de projeto. As características cinemáticas a serem determinadas são posição, velocidade e aceleração de pontos de interesse no mecanismo (MURAI, 2014).

Na análise cinemática de posição são determinadas as posições de cada um dos pares cinemáticos do mecanismo e, se necessário, a posição de pontos de interesse, normalmente em relação a um referencial fixo.

Uicker, Pennock & Shigley (2003) apresentam uma abordagem geométrica para a determinação das posições dos pares cinemáticos de um mecanismo de quatro barras, conforme ilustrado na Figura 26.

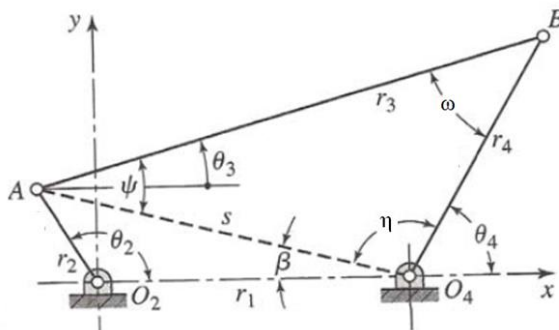


Figura 26 - Mecanismo de quatro barras.

Fonte: Adaptado de (UICKER JR, PENNOCK e SHIGLEY, 2003).

A barra  $S$  é uma barra imaginária de ligação entre os pares cinemáticos  $A$  e  $O_4$  sendo utilizada como recurso geométrico. Conhecidas as dimensões dos elos  $r_1, r_2, r_3, r_4$  e o ângulo  $\theta_2$ , é possível calcular o valor de  $S$  e dos ângulos  $\theta_3, \theta_4, \beta, \psi, \eta$  e  $\omega$  através das equações apresentadas a seguir.

$$s = (r_1^2 + r_2^2 - 2r_1r_2 \cos \theta_2)^{1/2} \quad (2.16)$$

$$\beta = \cos^{-1}[(r_1^2 + s^2 - r_2^2)/(2r_1s)] \quad (2.17)$$

$$\psi = \cos^{-1}[(r_3^2 + s^2 - r_4^2)/(2r_3s)] \quad (2.18)$$

$$\eta = \cos^{-1}[(r_4^2 + s^2 - r_3^2)/(2r_4s)] \quad (2.19)$$

$$\omega = \pm \cos^{-1}[(r_3^2 + r_4^2 - s^2)/(2r_3r_4)] \quad (2.20)$$

Os sinais “+” ou “-” dos valores de  $\omega$  e de  $\psi$  sempre são um par positivo e negativo de valores, pois são arcos cossenos e, são respectivamente, para configurações de mecanismo de 4 barras aberta ou fechada, conforme ilustrado na Figura 27. A Figura 27(a) apresenta um me-

canismo de configuração aberta e a Figura 27(b) ilustra um mecanismo de configuração fechada.

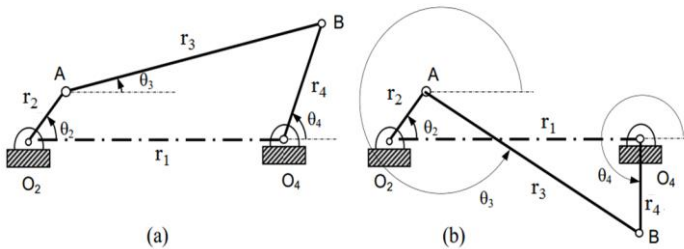


Figura 27 – Mecanismo de quatro barras. (a) Configuração aberta (b) Configuração fechada.

Fonte: Adaptado de (REZENDE, PIVETTA, *et al.*, 2010)

Quando os ângulos de posição  $\theta_2$  do elo de entrada  $r_2$  forem entre  $0 \leq \theta_2 \leq 180^\circ$ , os valores de  $\theta_3$  e  $\theta_4$  devem ser determinados pelas equações 2.21 e 2.22. Quando os ângulos de posição  $\theta_2$  da barra de entrada forem entre  $180^\circ \leq \theta_2 \leq 360^\circ$ , as equações 2.23 e 2.24 devem ser utilizadas.

$$\theta_3 = \psi - \beta \quad (2.21)$$

$$\theta_4 = 180 - \eta - \beta \quad (2.22)$$

$$\theta_3 = \psi + \beta \quad (2.23)$$

$$\theta_4 = 180 - \eta + \beta \quad (2.24)$$

Com as equações (2.21 a 2.24) é possível determinar a posição de cada par cinemático de um mecanismo planar de quatro barras, com quatro pares cinemáticos rotativos.

### 2.3.6 Metodologias para projeto de mecanismos

Nesta seção são apresentadas algumas metodologias para projeto de mecanismos propostas por alguns autores.

Hartenberg e Denavit (1964) dividem o projeto de mecanismos em três fases, conhecidas como síntese do tipo, síntese do número e síntese dimensional, tal qual como fora apresentado nas seções 2.3.2 até 2.3.4.

Yan (1999) estabelece uma metodologia utilizando a representação de cadeias cinemáticas com grafos, onde as características estruturais são determinadas através da análise de mecanismos existentes que realizem movimentos similares ao desejado.

A metodologia de Tsai (2001) é baseada na aplicação da teoria de grafos e análise combinatória e pode ser resumida nas seguintes etapas:

1. Identificar os requisitos funcionais baseados nas exigências do cliente;
2. Determinar a natureza do movimento (plano, esférico, espacial), mobilidade, redundância e complexidade do mecanismo;
3. Identificar as características estruturais associadas com alguns requisitos funcionais;
4. Enumerar todas as possíveis estruturas cinemáticas usando algum método de síntese estrutural de cadeias cinemáticas;
5. Avaliar qualitativamente os mecanismos enumerados em termos do potencial de cada mecanismo para satisfazer às exigências funcionais;
6. Selecionar o mecanismo mais promissor para a fase da síntese dimensional, otimização, simulação, demonstração de um protótipo e documentação;
7. Entrar em fase de produção.

Murai (2013) propõe a combinação das metodologias apresentadas anteriormente. Sua metodologia apresenta as seguintes etapas:

1. Revisão do estado da arte de mecanismos que executam as funções desejadas ou similares. Nesta etapa, os requisitos do cliente também devem ser listados.
2. Identificar as características funcionais e estruturais dos mecanismos encontrados na pesquisa do estado da arte.
3. Determinar os requisitos funcionais e estruturais para o projeto em desenvolvimento.

4. Selecionar três critérios estruturais do mecanismo como entradas para o gerador de cadeias cinemáticas.
5. Gerar todas as cadeias cinemáticas possíveis.
6. Avaliar todas as cadeias cinemáticas e eliminar todas as que não cumprem os requisitos funcionais. Se após este passo não houver cadeia cinemática restante, as características estruturais devem ser alteradas e o gerador deve ser reavaliado.
7. Executar a síntese do tipo para as cadeias cinemáticas selecionadas.
8. Realizar a síntese dimensional a partir dos mecanismos desenvolvidos na etapa anterior.
9. Produzir um protótipo. Se for necessário ajuste adicional, a síntese do tipo ou dimensional podem ser refeitas.
10. Desenvolver a documentação do protótipo.
11. Iniciar a produção.

No desenvolvimento do projeto de mecanismo de direção para semirreboque foi utilizada a metodologia descrita por Murai (2013) como referência, sendo que as fases de prototipagem e produção não foram realizadas nesse trabalho.

### 2.3.7 Aplicações de metodologias de projeto de mecanismo

Uma das áreas de pesquisa do Laboratório de Robótica da UFSC é o desenvolvimento de novos mecanismos, e para tal tarefa o grupo utiliza e desenvolve metodologias de projeto de mecanismos. A seguir são apresentados alguns trabalhos realizados nesta área de pesquisa.

Murai (2013) apresenta uma metodologia utilizando a síntese do número e a síntese do tipo, utilizada no desenvolvimento de um mecanismo de costura unilateral. Os principais objetivos desta metodologia são a determinação das características estruturais no uso dos requisitos de projeto para eliminar mecanismos inviáveis e a sistematização do projeto de mecanismos de modo a reduzir decisões subjetivas por parte de projetistas. A metodologia utiliza o levantamento do estado da arte para listar os requisitos necessários para um determinado mecanismo, os quais são utilizados para eliminar aqueles indesejáveis encontrados na etapa de síntese.

Nuñez (2014) apresenta uma metodologia utilizada para desenvolvimento de mecanismo de direção baseada na síntese estrutural de mecanismos e na otimização dimensional de mecanismos. Na síntese estrutural foi utilizada a teoria de grupos e a teoria de grafos ao passo

em que a otimização dimensional foi baseada na modelagem de mecanismos utilizando coordenadas naturais. Como resultado Nuñez obteve um novo mecanismo, que se aproxima à condição de Ackerman em uma faixa de ângulos de esterçamento maior que os mecanismos de direção tradicionais.

Hoeltgebaum (2016) realiza uma revisão de metodologias de projeto de mecanismos e apresenta uma metodologia de busca de patentes, utilizada para investigar oportunidades de desenvolvimentos futuros no âmbito dos motores de taxa de compressão variável (VCR). Na busca de patentes realizada, o autor analisou 1163 patentes e encontrou 127 conceitos diferentes de motores VCR. Baseado na pesquisa realizada e a comparando com outros autores, Hoeltgebaum propõe uma nova classificação de motores VCR, os quais foram apresentados em 7 grandes classes.

Maletz (2017) utiliza da metodologia de busca de patentes proposta por Hoeltgebaum (2016), juntamente com pesquisa de mercado para realizar o levantamento do estado da arte de mecanismos que auxiliem na movimentação de pessoas acamadas. Em sua pesquisa o autor determina os requisitos do cliente baseado no levantamento do estado da arte e em entrevistas/questionários com os clientes e usuários deste tipo de equipamento. Como resultados o autor definiu os critérios funcionais e estruturais para desenvolver a síntese de mecanismo para movimentar pacientes acamados.

## **2.4 Dinâmica veicular**

A dinâmica veicular é o estudo do movimento do veículo e de suas partes, em resposta aos esforços aplicados pelo ambiente e aos comandos do motorista. Na dinâmica de veículos, são três os tipos principais de movimentos: translação (posição, velocidade e aceleração), rotação (orientação, velocidade angular e aceleração angular) e movimento relativo entre partes (deslocamento de suspensões, movimentos no motor/transmissão e no sistema de direção). Quanto aos esforços, existem os externos (gravitacionais, aerodinâmicos e do contato pneu/pavimento) e os internos (suspensão/direção, motor/transmissão e sistema de freios) aos sistemas do veículo (GILLESPIE, 1992).

O posicionamento do sistema de coordenadas é uma definição importante no estudo da dinâmica veicular, dentre as principais referências normativas podemos citar a norma americana SAE J670:2008 e as normas ISO 4130:1978 (ABNT NBR ISO 4130:2007) e DIN 70000:1994.

Conforme a norma ABNT NBR ISO 4130:2007, é possível relacionar os movimentos ao sistema de eixos coordenados de acordo com a Figura 28, dividindo-os em translação e rotação, dado que:

- $x$  – Para frente no plano de simetria longitudinal;
- $y$  – Lateral, para o lado esquerdo do veículo;
- $z$  – Vertical, para cima em relação do veículo;
- $p$  – Velocidade de rolagem em torno do eixo  $x$  (roll);
- $q$  – Velocidade arfagem em torno do eixo  $y$  (pitch);
- $r$  – Velocidade de guinada em torno do eixo  $z$  (yaw).

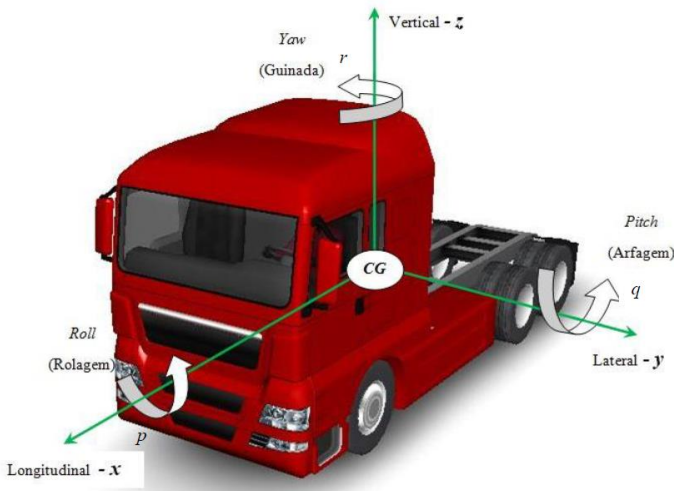


Figura 28 - Sistema de coordenadas para veículo conforme ISO 4130:1978.

Fonte: (BOARETTO, 2012).

Conforme Vargas (2011) por conveniência de estudos, a dinâmica veicular pode ser separada em três grandes áreas (dinâmica longitudinal, dinâmica vertical e dinâmica lateral).

A dinâmica longitudinal abrange os movimentos de translação longitudinal em  $x$  e a rotação em torno de  $y$  (arfagem ou *pitch*), em resposta a torques aplicados às rodas. Situações como frenagem e aceleração, desempenho em aclave e declive e distribuição de carga nos eixos são estudados na dinâmica longitudinal de veículos.

Na dinâmica vertical é estudado o movimento de translação vertical em  $z$  e as rotações em torno de  $x$  (rolagem ou *roll*) e de  $y$  (arfagem ou *pitch*), em função das irregularidades da pista. A aquisição de cargas



para dimensionamento e estimativa de vida dos componentes estruturais de chassi, suspensão e compartimento de carga é realizada por meio de análises de dinâmica vertical.

A dinâmica lateral compreende o movimento de translação lateral em  $y$  e as rotações em torno de  $z$  (guinada ou *yaw*) e de  $x$  (rolagem ou *roll*), como resultado de atuação (esterçamento) no volante.

Existem, ainda, as análises veiculares onde essas três áreas da dinâmica são combinadas e estudadas simultaneamente. Esse tipo de abordagem exige o desenvolvimento de modelos numéricos de veículos bastante sofisticados.

## 2.5 Pneus

Os pneus são parte importante na análise da dinâmica veicular, uma vez que estes são o contato direto entre a rodovia e o veículo. Segundo Jazar (2014), os pneus influenciam no manuseio, na tração, no conforto e no consumo de combustível de um veículo.

Para um bom desempenho dos pneus, é necessário que estes possuam alta capacidade de carga, elevada estabilidade lateral quando submetido a forças transversais, máxima aderência em pisos secos e molhados, conforto e durabilidade (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

A interação pneu e rodovia resulta em forças de contato. Embora prejudiciais para a longevidade do pneu devido ao desgaste, são elas que permitem as movimentações do veículo. A Figura 29 apresenta o sistema de coordenadas utilizado nos pneus, bem como forças e torques envolvidos.

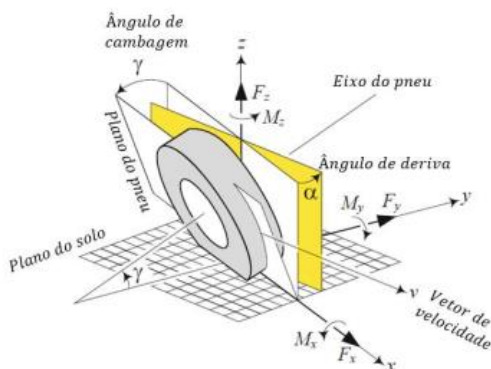


Figura 29 - Eixo de coordenadas, ângulo de deriva e ângulo de cambagem do pneu.

Fonte: adaptado de (JAZAR, 2014).

Por serem corpos elásticos, os pneus se deformam quando submetidos a forças (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012). Devido à carga vertical suportada pelo pneu, ele se deforma no ponto de contato com o solo, assumindo o formato de um retângulo (RILL, 2012). No entanto, na presença de uma força lateral ( $S$ ), o pneu se movimentará numa direção diferente do seu eixo longitudinal. Como já comentado, o ângulo entre estes dois vetores é chamado de ângulo de deriva, o qual possui relação direta com a força lateral aplicada no pneu. Na Figura 30 mostra-se a influência da força lateral ( $S$ ) na deflexão do pneu.

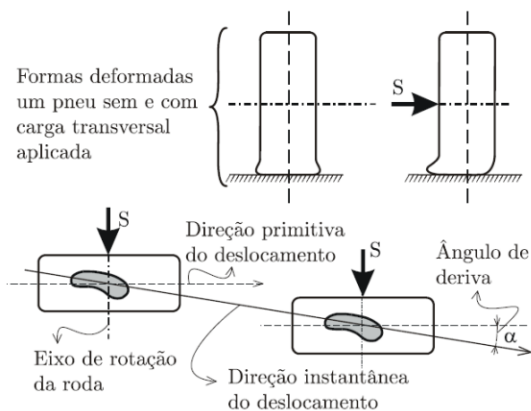


Figura 30 - Deflexão do pneu devido aplicação de força lateral.

Fonte: adaptado de (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Ainda segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), o ângulo de deriva para um veículo seguindo em linha reta sob ação de cargas transversais pode chegar a três graus, enquanto que em curvas realizadas a altas velocidades, este valor pode alcançar um valor de até quinze graus.

### 3 ESTUDO DE CASO E SÍNTESE DE MECANISMOS

Neste capítulo é apresentado o estudo de caso para um semirreboque com 3 eixos distanciados, popularmente denominado no Brasil como “vanderléia”, o qual foi apresentado no item 2.1.4. Dentro deste estudo é desenvolvido o projeto de mecanismo de direção para semirreboque utilizando como base a metodologia de projeto de mecanismo proposta por Murai (2013).

#### 3.1 Estudo de caso

A Figura 31 exemplifica melhor a questão do desgaste prematuro de pneus encontrados neste tipo de semirreboque. Na Figura 31(a) é apresentada a CVC do estudo de caso realizando uma curva de raio constante a uma velocidade constante. Na Figura 31(b) é possível visualizar a deflexão lateral nos pneus causada pela ação da força lateral no semirreboque durante o teste.



Figura 31 - CVC utilizada no estudo de caso. (a) Testes de raio de curva e velocidade constante. (b) Deflexão lateral do pneu.

Fonte: (MANENTI, *et al.*, 2017).

Com apenas duas voltas na pista foi possível constatar que “lascas” de borracha foram arrancadas de alguns pneus do semirreboque devido à excessiva força lateral atuante nos pneus. Com o objetivo de amenizar ou solucionar este problema, é proposto um sistema de direção para o semirreboque.

Para melhor compreender os resultados obtidos, os eixos da CVC foram numerados, conforme mostrado na Figura 32.

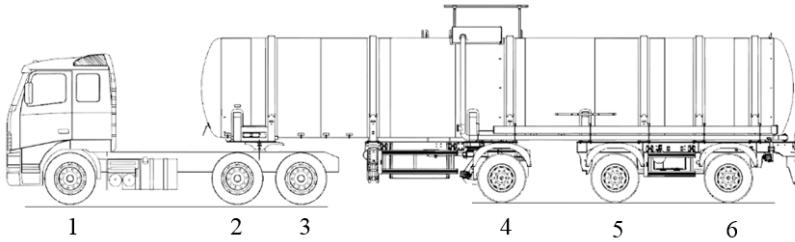


Figura 32 - Numeração dos eixos da CVC utilizada no estudo de caso.

Seguindo a metodologia escolhida, na próxima seção é apresentado um levantamento do estado da arte de sistemas e mecanismos de direção que podem ser utilizados para realizar o esterçamento das rodas de um semirreboque.

### 3.2 Levantamento do estado da arte

Conforme Murai (2014) o objetivo principal desta etapa é listar todos os dispositivos existentes que possuem uma função similar à desejada, servindo também para melhor entender o problema que se deseja resolver, observando quais as características que podem tornar uma solução melhor que outra.

Sendo assim o levantamento do estado da arte foi dividido em três etapas distintas: pesquisa de mercado, pesquisa de patentes e revisão bibliográfica.

Na pesquisa de mercado foram buscadas empresas que trabalham exclusivamente com sistemas de direção para semirreboques e também empresas que trabalham com sistemas de direção para outros tipos de equipamento, e que possivelmente, possam agregar tecnologia nesta área de conhecimento. Para exemplificar, empresas que trabalham com sistema de direção para equipamentos agrícolas estão neste grupo.

A pesquisa de patentes foi realizada seguindo a metodologia de pesquisa de patente proposta por Hoeltgebaum (2016), a qual é apresentada na Figura 33.

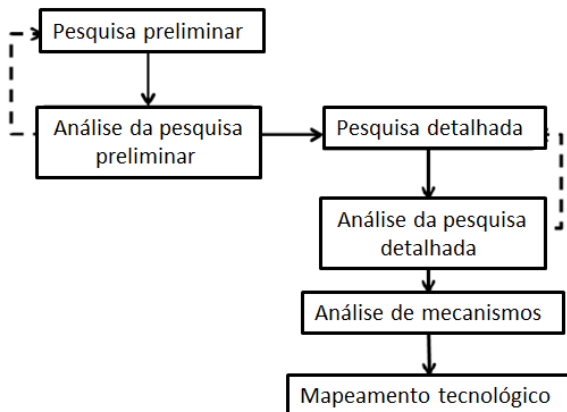


Figura 33 - Metodologia de pesquisa de patentes.

Fonte: adaptado de (HOELTGEBaum, 2016).

Durante a etapa de análise da pesquisa preliminar foi possível encontrar os principais IPC's (*International Patent Classification*) relacionados diretamente ao tema, sendo eles o B62D13/02 e o B62D13/04, sendo a sigla representada como:

B – Operações de processamento; transporte.

62 – Veículos terrestres para trafegar de outra maneira que não sobre trilhos.

D – Veículos motorizados; reboques.

13 – Direção especialmente adaptada a reboques.

02 – Para eixos de articulação central.

04 – Para eixos de articulação individual.

06 – Para marcha à ré de um reboque de tração normal.

As descrições das seções dos IPC's relatadas acima estão de acordo com classificação internacional de patentes e podem ser encontradas em (INPI, 2016).

Com a utilização dos IPC's citados, foi possível refinar os resultados das buscas iniciais, gerando melhores resultados para a busca detalhada, onde foram encontradas e analisadas 174 patentes. Destas, 68 estão diretamente relacionadas ao tema da pesquisa.

Juntando os resultados encontrados na pesquisa de mercado, pesquisa de patentes e revisão bibliográfica (apresentada na seção 2.2.3), 47 mecanismos diferentes que podem ser utilizados em sistemas de direção para semirreboques foram encontrados.

O próximo passo é apresentar uma proposta de classificação de mecanismos de direção para semirreboques a partir do levantamento do estado da arte.

### 3.3 Proposta de classificação de mecanismos de direção para semirreboques

Com os resultados do levantamento do estado da arte, foi possível determinar que existem dois tipos de eixos que podem ser utilizados para realizar o esterçamento das rodas de um veículo: o eixo de articulação individual (Figura 34a) e o eixo de articulação central (Figura 34b), os quais também foram descritos pelos IPC's encontrados.

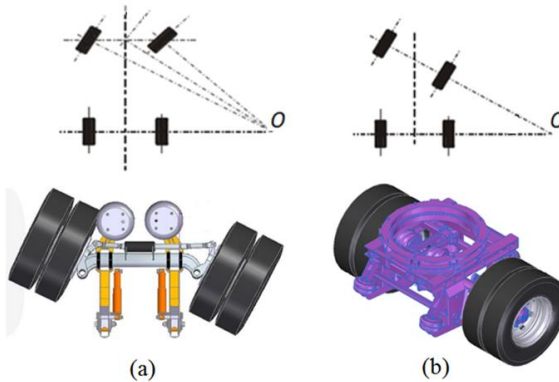


Figura 34 - Eixos utilizados em sistemas de direção (a) articulação individual; (b) articulação central.

Fonte: adaptado de (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012).

Também foi possível determinar diferentes tipos de acionamentos dos mecanismos, podendo ser divididos em:

- Eletrônico/Hidromecânico: que possui um sensor eletrônico no acoplamento entre o caminhão e o semirreboque, o qual envia dados para uma unidade de potência eletro-hidráulica que comanda os cilindros hidráulicos para realizar o esterçamento das rodas, conforme o exemplo mostrado pela Figura 35.

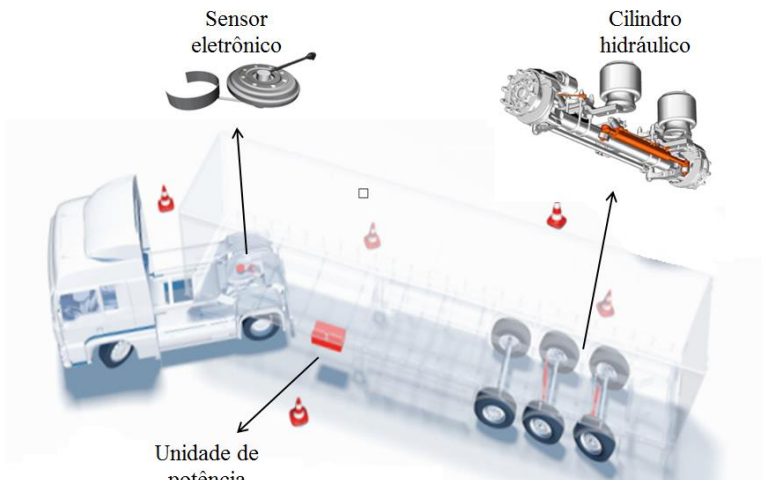


Figura 35 - Acionamento eletrônico/hidromecânico.  
Fonte: adaptado de (VSE, 2016).

- Hidromecânico: normalmente possui um cilindro hidráulico no acoplamento entre o caminhão e o semirreboque, o qual comanda o(s) cilindro(s) hidráulico para realizar o esterçamento das rodas, mostrado no exemplo da Figura 36.

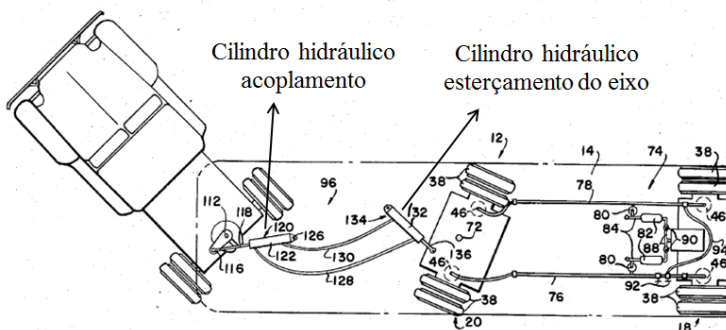


Figura 36 - Acionamento hidromecânico.  
Fonte: adaptado de (HUTCHENS, 1961).

- Mecânico por barras: no acoplamento entre o caminhão e o semirreboque possui uma barra mecânica que está conectada ao eixo esterçante, sendo o movimento para os outros eixos também comandado por meio de barras. Um exemplo desse sistema pode ser visto na Figura 37.

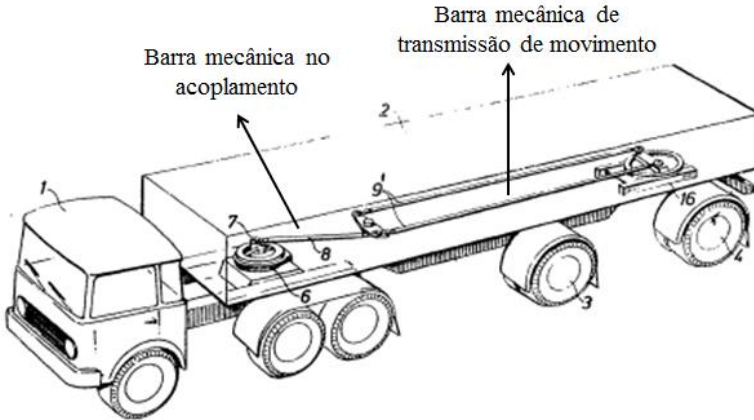


Figura 37 - Acionamento mecânico por barras.  
Fonte: adaptado de (RICKARDON, 1972).

- Mecânico por cabos: possui um sistema de cabos no acoplamento entre o caminhão e o semirreboque, o qual está conectado ao eixo esterçante. Neste caso a transmissão de movimento para outros eixos é feita também por cabos, como pode ser visto na Figura 38.



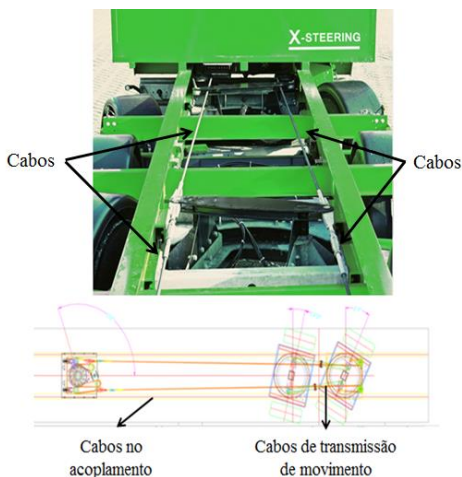


Figura 38 - Acionamento mecânico por cabos.  
Fonte: adaptado de (X-STEERING, 2016).

Baseado nos tipos de eixos e acionamentos utilizados nos sistemas de direção para semirreboques, é proposta uma classificação, conforme apresentada na Tabela 4.

Tabela 4 - Classificação de mecanismos de direção para semirreboques.

Proposta de classificação de mecanismos de direção para semirreboques (baseada no levantamento do estado da arte)	Quantidade
<b>Classe A:</b> Mecanismo com acionamento eletrônico/hidráulico para eixos de articulação individual	11
<b>Classe B:</b> Mecanismo com acionamento hidromecânico	13
B1: Para eixos com articulação individual	(9)
B2: Para eixos com articulação central	(4)
<b>Classe C:</b> Mecanismos com acionamento mecânico por barras	18
C1: Para eixos com articulação individual	(12)
C2: Para eixos com articulação central	(6)
<b>Classe D:</b> Mecanismo com acionamento mecânico por cabos para eixos de articulação central	5
Total	47

No estudo de caso que é apresentado a seguir, considera-se um semirreboque utilizado no mercado brasileiro. Importante lembrar que um dos motivos da dificuldade de implementação de sistemas de direção para semirreboques no mercado brasileiro está relacionado ao custo elevado deste tipo de equipamento. Desta forma, com o objeto de facilitar a entrada destes equipamentos nesse mercado, as próximas etapas são baseadas na classe C2 da Tabela 3, ou seja, “mecanismos com acionamento mecânico por barras para eixos de articulação individual” o qual estima-se que possua o menor custo de fabricação e facilidade de implementação dentre todos os mecanismos pesquisados.

### 3.4 Análise dos mecanismos existentes da classe C2

Nesta etapa são analisados os mecanismos encontrados na classe C2 com o objetivo de auxiliar nas futuras tomadas de decisões do projeto, como decidir quais requisitos estruturais são mais relevantes. Os mecanismos são apresentados a seguir (Figura 39 a 43) com suas respectivas características estruturais, com os elos representados por números (1,2,3,4...) e as juntas por letras (a,b,c,d...).

A Figura 39 apresenta o mecanismo número 1, o qual permite o esterçamento de apenas um eixo. Possui apenas elos binários, todas juntas são rotativas e é conhecido como mecanismo de quatro barras.

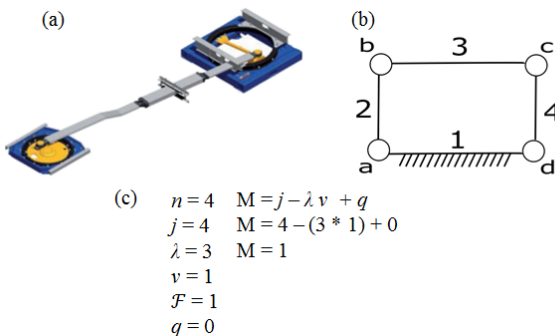


Figura 39 – (a) Mecanismo 1 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 1. (c) Características do mecanismo 1.

A Figura 40 apresenta o mecanismo número 2, que permite o esterçamento de um ou dois eixos, possui elos binários, ternários e todas juntas são rotativas.

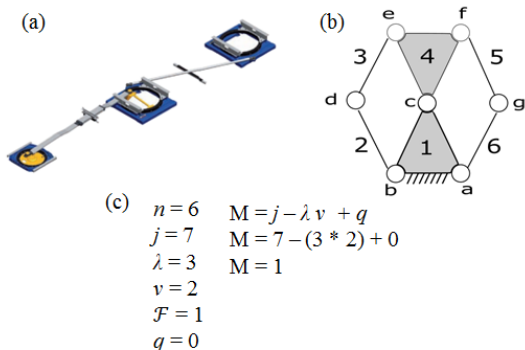


Figura 40 - (a) Mecanismo 2 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 2. (c) Características do mecanismo 2.

A Figura 41 apresenta o mecanismo número 3, o qual permite o esterçamento de dois ou três eixos. Ele possui elos binários, quaternários e todas juntas são rotativas.

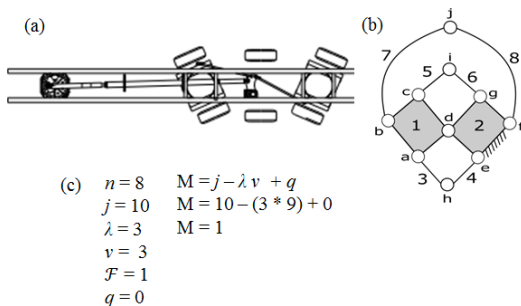


Figura 41 - (a) Mecanismo 3 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 3. (c) Características do mecanismo 3.

A Figura 42 apresenta o mecanismo número 4, que permite o esterçamento de um eixo, possui elos binários, ternários, quaternários e todas juntas são rotativas.

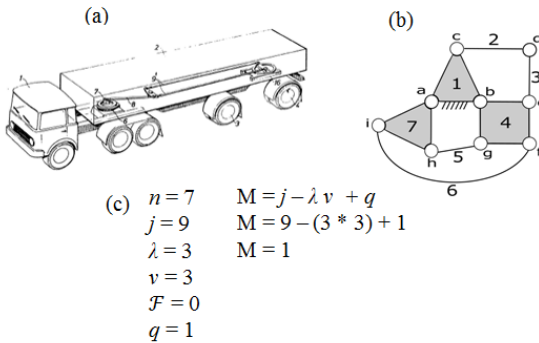


Figura 42 - (a) Mecanismo 4 (RICKARDON, 1972). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 4. (c) Características do mecanismo 4.

A Figura 43 apresenta o mecanismo número 5, o qual permite o esterçamento de um ou dois eixos, possui elos binários, ternário, quaternários, quinário e todas juntas são rotativas.

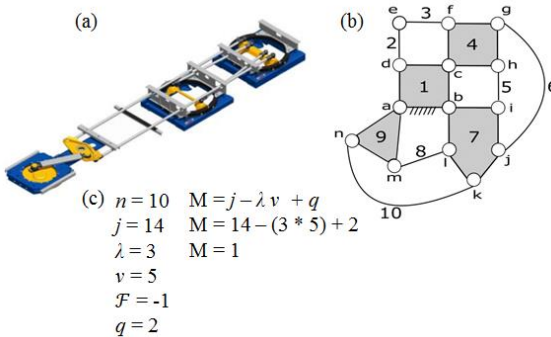


Figura 43 - (a) Mecanismo 5 (TRIDEC, 2016). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 5. (c) Características do mecanismo 5.

Por fim, a Figura 44 apresenta o mecanismo número 6, que permite o esterçamento de três ou quatro eixos, possui elos binários, ternário, quaternários, quinário e todas juntas são rotativas.

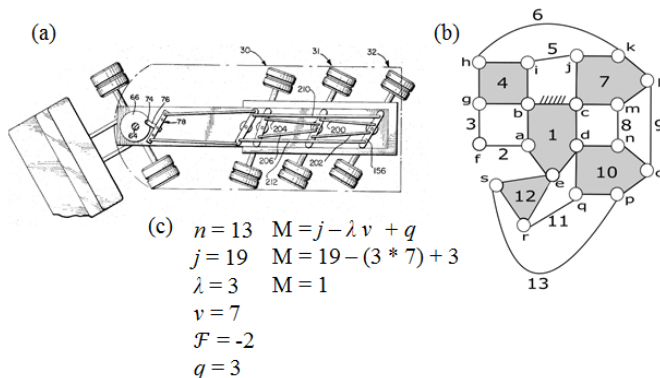


Figura 44 – (a) Mecanismo 6 (HUMES, 1970). (b) Cadeia cinemática do mecanismo 6. (c) Características do mecanismo 6.

Nos mecanismos 4, 5 e 6 pode-se perceber a presença de restrições redundantes. Nestes casos as restrições redundantes foram encontradas em subcadeias cinemáticas que possuem mobilidade igual à 0 (Figura 45), calculada pelo critério de Grubler-Kutzbach (Eq. 2.10).

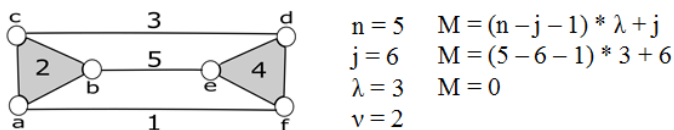


Figura 45 - Subcadeia de mobilidade 0.

Nesse tipo de subcadeia a existência de simetria entre os comprimentos dos elos faz com que a cadeia possua  $M=1$ . A Figura 46(a) exemplifica essa condição, na qual o mecanismo possui comprimentos dos elos simétricos nos eixos  $x$  e  $y$ . A Figura 46(b) mostra o mesmo mecanismo em uma posição diferente, comprovando que ele possui movimento, ou seja,  $M=1$ . Já a Figura 46(c) mostra o mesmo mecanismo em uma condição de comprimento de elos não simétricos nos eixos  $x$  e  $y$ , impedindo seu movimento ( $M=0$ ).

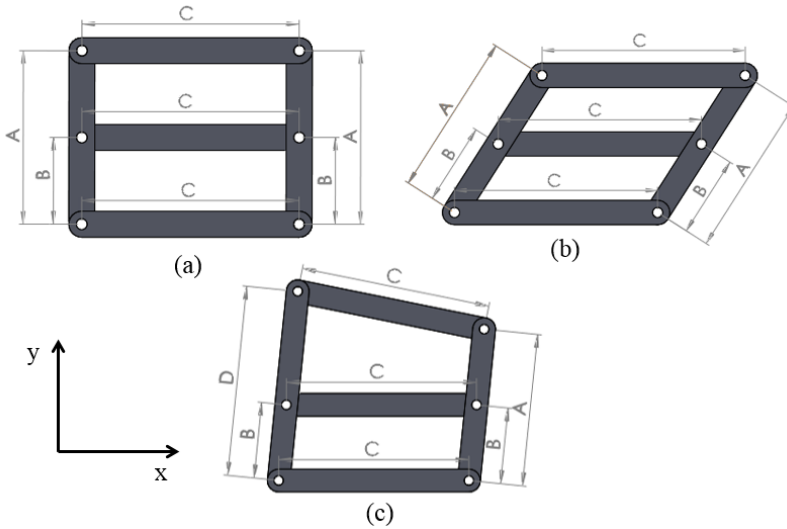
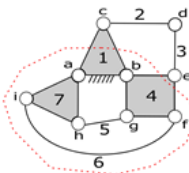


Figura 46 – Exemplo de mecanismo para subcadeia cinemática com restrição. (a) Simétrica na posição 1. (b) Simétrica na posição 2. (c) Assimétrica.

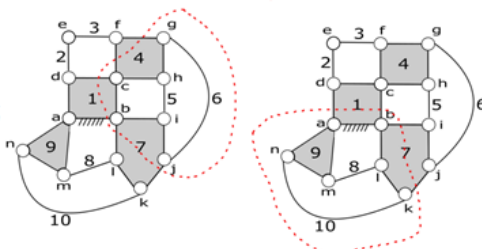
Essa condição de simetria é a restrição redundante que apresenta esse tipo de cadeia cinemática ( $q=1$ ).

No mecanismo 4 (Figura 42) foi encontrada uma cadeia cinemática com essa característica, o que justifica 1 restrição redundante. O mecanismo 5 (Figura 43) por sua vez possui duas restrições e o mecanismo 6 (Figura 44) possui três restrições. A Figura 47 apresenta esses três mecanismos com as subcadeias cinemáticas com restrições circuladas.

Mecanismo 4



Mecanismo 5



Mecanismo 6

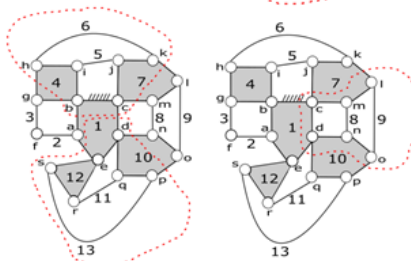


Figura 47 - Subcadeia com restrições dos mecanismos 4, 5 e 6.

A Tabela 5 apresenta uma melhor visualização das características desses mecanismos.

Tabela 5 – Características dos mecanismos.

	$n$	$j$	$\lambda$	$\nu$	$q$	$\mathcal{F}$	$M$
Mecanismo 1	4	4	3	1	0	1	1
Mecanismo 2	6	7	3	2	0	1	1
Mecanismo 3	8	10	3	3	0	1	1
Mecanismo 4	7	9	3	3	1	0	1
Mecanismo 5	10	14	3	5	2	-1	1
Mecanismo 6	13	19	3	7	3	-2	1

As vantagens de mecanismos que possuem esse tipo de restrição redundante é que eles podem ter maior rigidez quando comparados com mecanismos sem restrição redundante.

### 3.5 Requisitos estruturais da cinemática de mecânismos e de projeto

Conforme comentado na seção 2.2, quando um veículo possui mais que um eixo fixo, eles acabam causando restrição à realização de uma curva, fazendo com que os seus pneus tenham que se deformar lateralmente ou “arrastem” contra o pavimento para que o veículo consiga realizar a curva. Sendo assim, para um veículo atender à geometria ideal de direção (condição de Ackerman) todos os prolongamentos das rodas devem se encontrar no centro de rotação instantânea da curva. Desta maneira, para que o semirreboque em estudo possa atender à condição de Ackerman deve possuir no mínimo dois eixos direcionais.

A Figura 48 apresenta as possíveis configurações de eixos direcionais para o semirreboque em estudo, sendo: a Figura 48(a) com o quarto e quinto eixo direcionais, a Figura 48(b) com o quarto e sexto eixo direcionais, a Figura 48(c) com o terceiro e quarto eixo direcionais e a Figura 48(d) com os três eixos do semirreboque direcionais.

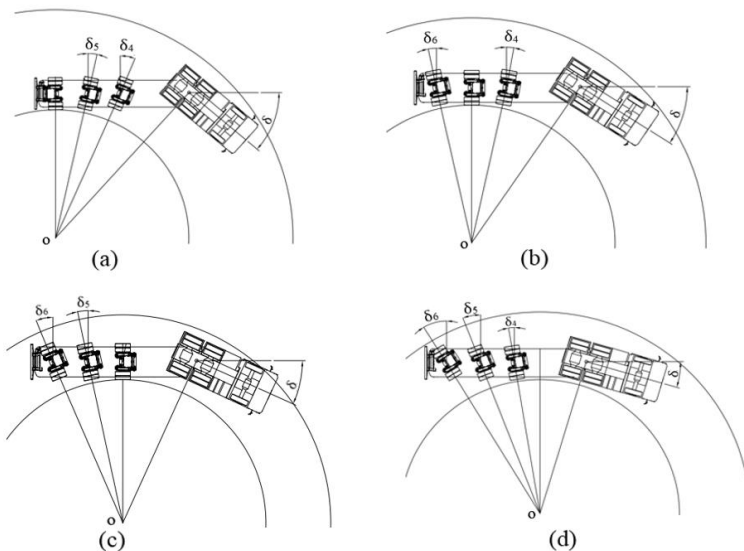


Figura 48 - Possíveis combinações de eixos direcionais.



Quando os primeiros eixos do semirreboque são direcionais (Figura 48a) o centro de rotação instantâneo da curva acaba ficando mais próximo do final do semirreboque, o que faz com que o veículo precise de uma largura de pista maior para realizar uma curva, comparado, por exemplo, com a Figura 48c. Isso acaba causando problemas de manobrabilidade para o veículo, pelo fato de precisar de mais espaço.

Em relação à configuração dos dois últimos eixos ou todos os três eixos direcionais a redução da largura de pista necessária para realizar a curva é mínima, sendo que o modelo de três eixos terá um mecanismo mais complexo e pesado. Por tais motivos, fica determinado como requisito de projeto para o estudo de caso dessa dissertação o esterçamento dos dois últimos eixos do semirreboque (Figura 48c).

Outro requisito de projeto é que o elo fixo do mecanismo deve ser no mínimo ternário, para permitir a articulação dos dois eixos além da articulação e acoplamento do semirreboque com o caminhão trator.

Baseado na análise dos mecanismos encontrados no estado da arte foi determinado os requisitos estruturais como:  $M=1$ ,  $\lambda=3$  e mecanismo relativamente leve (menor quantidade de circuitos possível), visto que o número de circuitos de um mecanismo está diretamente relacionado com a complexidade do mesmo.

Nuñez (2014) define que a simetria é uma característica desejada em um mecanismo de direção, dado que o comportamento cinemático das rodas direcionais é igual, quando as rodas estão esterçando à esquerda ou à direita. O autor também define que um mecanismo de direção é simétrico, se existe um desenho no plano, do grafo que seja simétrico a uma reta que passe pelo nó que representa o elo fixo. A Figura 49 apresenta um exemplo de mecanismo de direção simétrico.

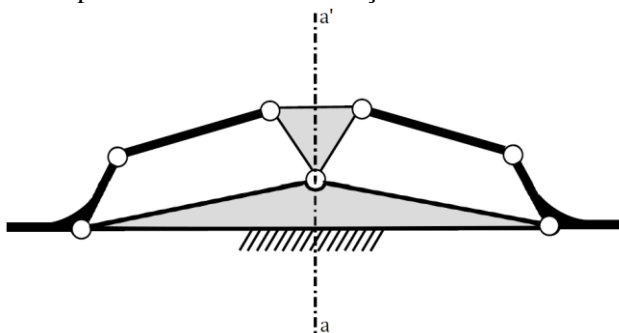


Figura 49 - Exemplo de mecanismo de direção simétrico.

Fonte: (NUÑEZ, 2014).

Neste trabalho não são utilizados grafos, mas sim cadeias cinemáticas, no entanto o mesmo conceito de simetria é válido.

Assim ficam determinados os seguintes requisitos:

- Acionamento mecânico por barras;
- Realizar o esterçamento dos dois últimos eixos do semirreboque;
- O elo fixo do mecanismo deve ser no mínimo ternário;
- Mobilidade igual a 1;
- Mecanismo planar ( $\lambda=3$ );
- Menor quantidade de circuitos possível;
- Mecanismo simétrico;
- Não possuir restrição redundante ( $q = 0$ ).

### 3.6 Síntese do número

A síntese do número foi realizada com o objetivo de encontrar mecanismos que não foram encontrados na etapa de levantamento do estado da arte e que possam trazer algum benefício referente aos mecanismos encontrados. Para isso as etapas de partição, variação e inversão são realizadas para  $M=1$ ,  $\lambda=3$  e  $v=1$  inicialmente, sendo que o número de circuitos ( $v$ ) segue aumentando até que se encontrem novos mecanismos que atendam aos requisitos estruturais e de projeto.

Partições:

Para  $M=1$ ,  $\lambda=3$  e  $v=1$ :

Utilizando as equações 2.11 e 2.12 é possível calcular a quantidade de elos e juntas.

$$M = j - \lambda v \rightarrow j = 4$$

$$v = j - n + 1 \rightarrow n = 4$$

$$\text{Partição } 1 = 2 + 2 + 2 + 2$$

Nessa partição apenas elos binários são possíveis, sendo assim não se consegue atender ao requisito de projeto do elo fixo ser no mínimo ternário.

Para  $M=1$ ,  $\lambda=3$  e  $v=2$ :

$$M = j - \lambda v \rightarrow j = 7$$

$$v = j - n + 1 \rightarrow n = 6$$

$$\text{Partição } 1 = 4 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2$$

Partição 2 = 3 + 3 + 2 + 2 + 2 + 2

Variações:

Na partição 1 não é possível montar nenhuma cadeia cinemática própria, os resultados possuem elos desconectados.

Na partição 2 duas cadeias cinemáticas próprias são possíveis (Figura 50).

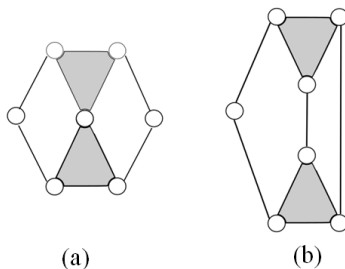


Figura 50 – Cadeias cinemáticas próprias da partição 2 com  $\nu = 2$ .

Inversões:

Com as duas cadeias cinemáticas encontradas foi possível gerar dois mecanismos, sendo que o mecanismo da Figura 51(a.1) é o mesmo mecanismo 2 encontrado no levantamento do estado da arte, e o mecanismo da Figura 51(b.1) não atende o requisito de simetria.

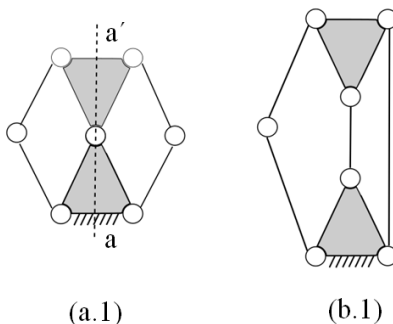


Figura 51 - Mecanismos da partição 2 com  $\nu = 2$ .

Partições para  $M=1$ ,  $\lambda=3$  e  $\nu=3$ :

$$M = j - \lambda \nu \rightarrow j = 10$$

$$\nu = j - n + 1 \rightarrow n = 8$$

Partição 1 =  $6 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2$

Partição 2 =  $5 + 3 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2$

Partição 3 =  $4 + 4 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2$

Partição 4 =  $4 + 3 + 3 + 2 + 2 + 2 + 2 + 2$

Partição 5 =  $3 + 3 + 3 + 3 + 2 + 2 + 2 + 2$

Variações:

Na partição 1 e 2 não é possível montar nenhuma cadeia cinemática própria, os resultados possuem elos desconectados ou subcadeias de Baranov.

Na partição 3 duas cadeias cinemáticas próprias são possíveis (Figura 52).

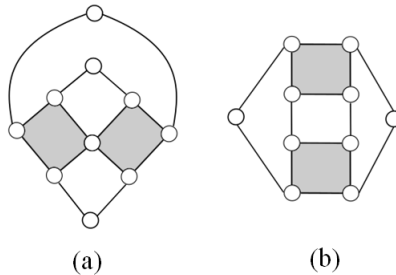


Figura 52 - Cadeias cinemáticas próprias da partição 3 com  $v = 3$ .

Inversões:

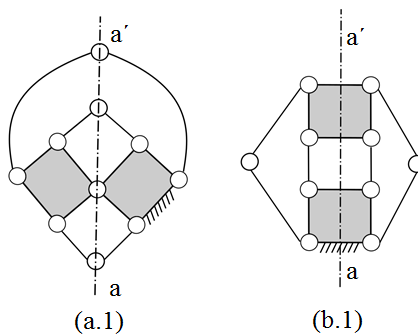


Figura 53 - Mecanismos da partição 3 com  $v = 3$ .

O mecanismo da Figura 53(a) é o mesmo mecanismo 3 encontrado no levantamento do estado da arte e o mecanismo da Figura 53(b) pode se tornar um mecanismo utilizado nesta aplicação.

Na partição 4 cinco cadeias cinemáticas próprias são possíveis (Figura 54).

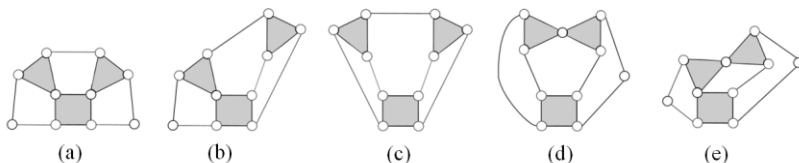


Figura 54 - Cadeias cinemáticas próprias da partição 4 com  $v = 3$ .

As cadeias cinemáticas da Figura 54(b), (d) e (e) não são simétricas, e as cadeias cinemáticas da Figura 54(a) e (c) podem se tornar mecanismos utilizados nesta aplicação.

Inversões:

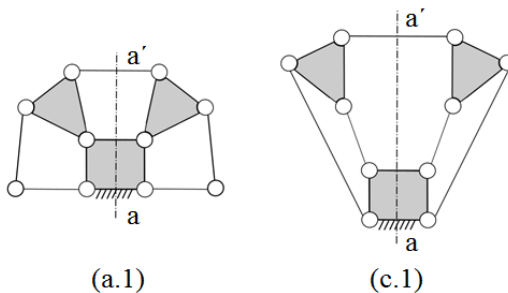


Figura 55 - Mecanismos da partição 4 com  $v = 3$ .

Na partição 5 nove cadeias cinemáticas próprias são possíveis (Figura 56).

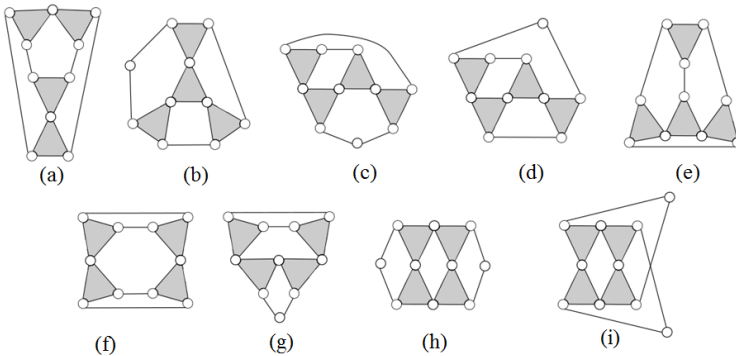


Figura 56 - Cadeias cinemáticas próprias da partição 5 com  $v = 3$ .

Inversões:

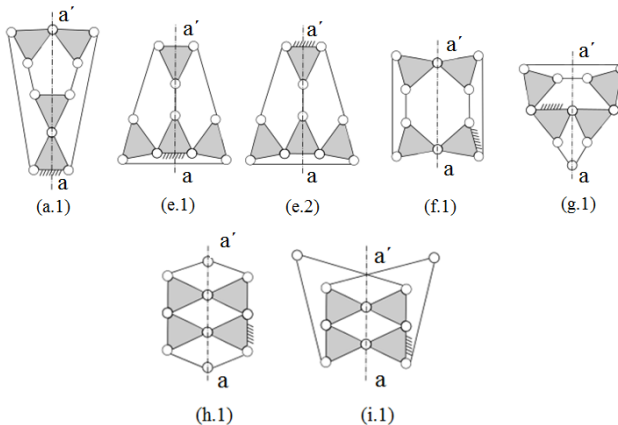


Figura 57 - Mecanismos da partição 5 com  $v = 3$ .

As cadeias cinemáticas (b), (c) e (d) não são simétricas, e as cadeias cinemáticas (a), (e), (f), (g), (h) e (i) da Figura 56, podem se tornar mecanismos utilizados nesta aplicação, porém, depois de realizada a inversão percebe-se que o mecanismos (f.1), (g.1), (h.1) e (i.1) não atendem o requisito de simetria.

### 3.7 Síntese do tipo

Na etapa de síntese do número foram gerados 6 novos mecanismos, que podem ser utilizados nesse estudo de caso atendendo os requi-

sitos definidos no capítulo 3.5, a Figura 58 apresenta os mecanismos gerados.

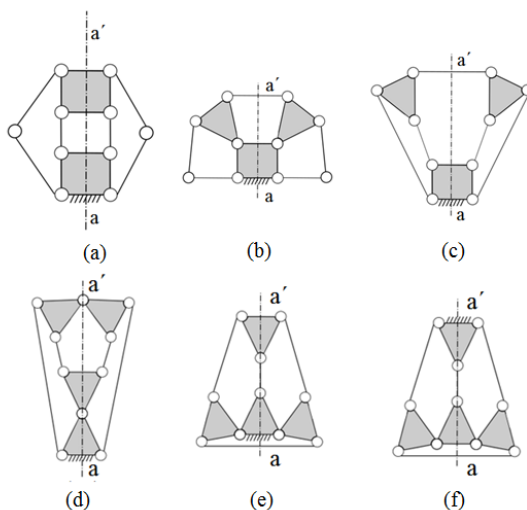


Figura 58 - Mecanismos gerados na síntese do número.

Baseado nos mecanismos encontrados no levantamento do estado da arte para a classe C2, todos os mecanismos possuem juntas rotacionais, assim fica estabelecido que na síntese do tipo que todas as juntas serão rotacionais.

### 3.8 Análise dos resultados

Com os resultados da etapa de levantamento do estado da arte foi possível propor uma classificação para mecanismos de direção utilizados em semirreboques. Essa classificação pode auxiliar em novas pesquisas relacionadas ao setor de transportes de cargas, facilitando o desenvolvimento de novas tecnologias.

A etapas da síntese do número e do tipo tiveram como resultado 6 novos mecanismos para a classe C2. O resultado se mostra expressivo, uma vez que no levantamento do estado da arte foram encontrados apenas 6 mecanismos para essa classe.

## 4 SIMULAÇÕES DINÂMICAS

Neste capítulo é apresentado um comparativo de simulações dinâmicas utilizando o *software* TruckSim entre o modelo de semirreboque com eixos distanciados encontrado no mercado brasileiro atualmente e o modelo proposto no estudo de caso. Por fim são apresentados os resultados do capítulo.

### 4.1 Análise cinemática de posição

Conforme apresentado no levantamento do estado da arte, existem dois tipos de eixos que podem ser utilizados em semirreboques com sistemas de direção: o de articulação individual e o de articulação central (Figura 34). Sendo assim, na análise cinemática de posição e nas simulações dinâmicas foram considerados dois mecanismos de direção, um para eixos de articulação individual e outro para eixos de articulação central.

Como um dos requisitos de projeto é a menor quantidade possível de circuitos, será considerado o mecanismo 2 encontrado no levantamento do estado da arte para eixo de articulação central e o mecanismo apresentado na Figura 35 para eixo de articulação individual.

A Figura 59 apresenta as principais dimensões do veículo utilizado no estudo de caso. Baseado na geometria de Ackerman, os gráficos da Figura 60 e Figura 61 apresentam a cinemática ideal de esterçamento para os dois últimos eixos de articulação central do semirreboque ( $\delta_5$  e  $\delta_6$ ) em função do ângulo entre o caminhão-trator e o semirreboque ( $\delta$ ). E os gráficos da Figura 62 e Figura 63 para eixo de articulação individual. Os ângulos  $\delta$ ,  $\delta_5$  e  $\delta_6$  podem ser visualizados na Figura 48.



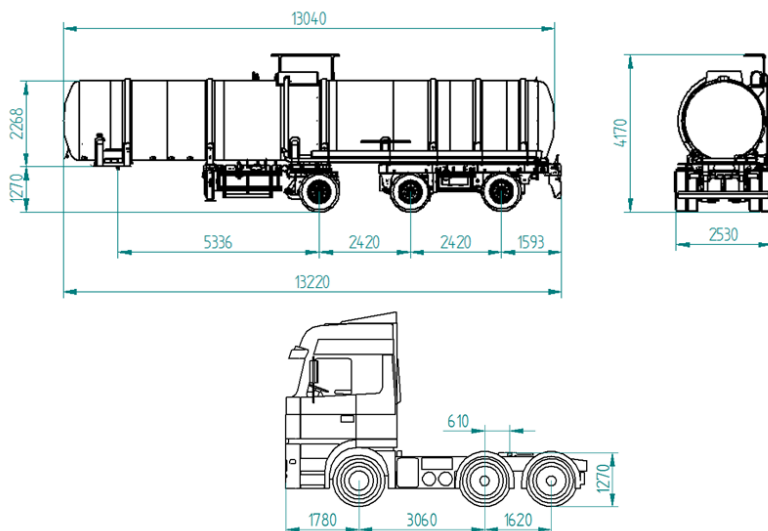


Figura 59 - Principais dimensões dos veículos utilizados no estudo de caso.

A cinemática de posição do mecanismo 2 foi calculada utilizando as equações apresentadas na seção 2.3.5. O gráfico da Figura 60 apresenta a cinemática de posição do 5º eixo do mecanismo 2 do levantamento do estado da arte, comparado com a geometria ideal de esterçamento do 5º eixo de articulação central enquanto a Figura 61 fornece os mesmos dados para o 6º eixo.

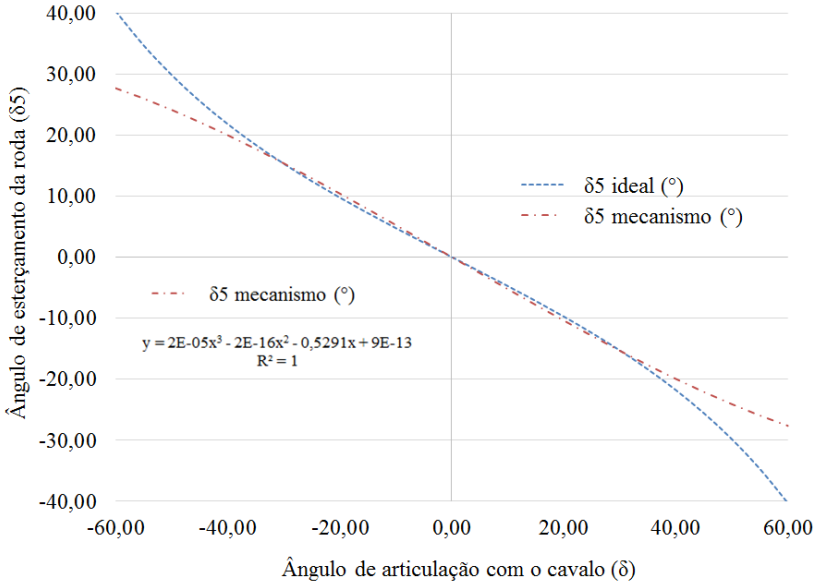


Figura 60 - Análise cinemática do 5º eixo (eixo de articulação central).

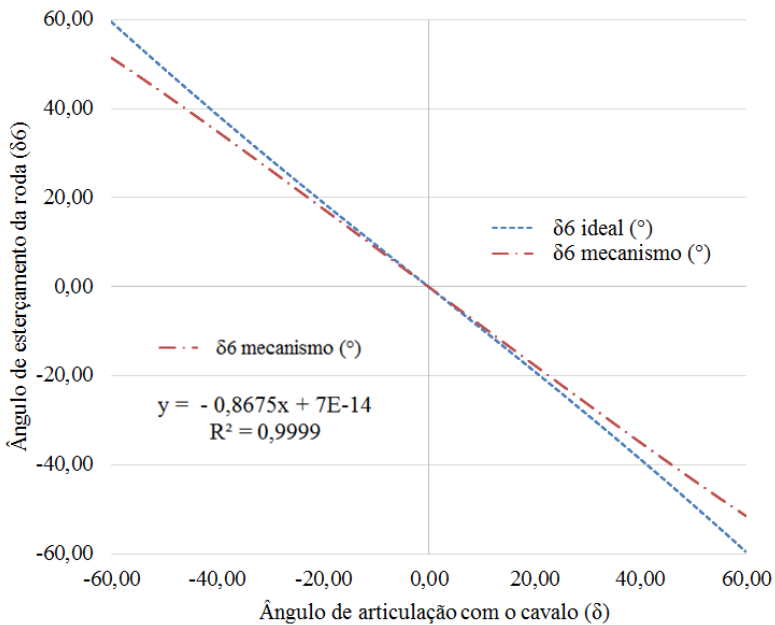


Figura 61 - Análise cinemática do 6º eixo (eixo de articulação central).

Os gráficos das Figura 62 e 63 apresentam, respectivamente a cinemática de posição do 5º eixo e do 6º eixo do mecanismo mostrado na Figura 35 comparado com a geometria ideal de esterçamento para eixo de articulação individual.

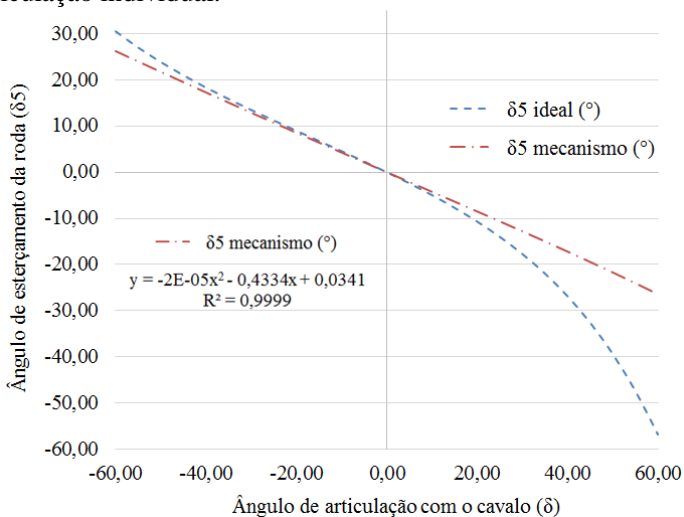


Figura 62 - Análise cinemática do 5º eixo (eixo de articulação individual).

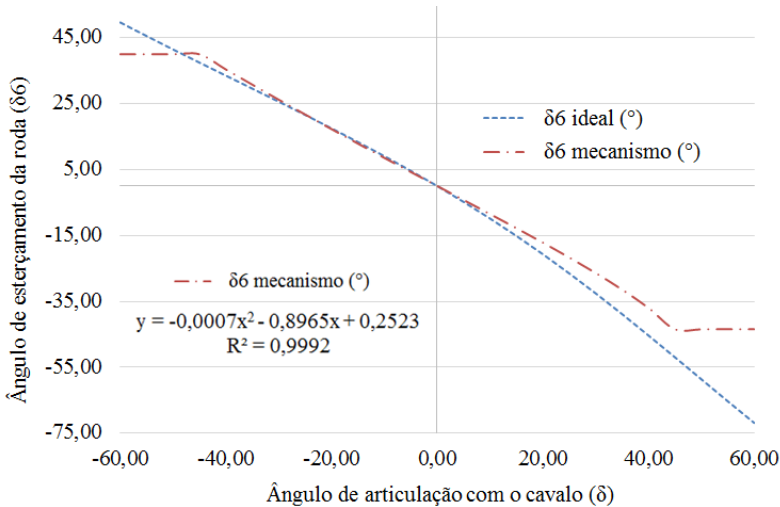


Figura 63 - Análise cinemática do 6º eixo (eixo de articulação individual).

Analisando os gráficos das Figuras 60, 61, 62 e 63 é possível perceber que existe diferença entre a cinemática do mecanismo e a cinemática da geometria ideal de esterçamento. Essa diferença pode ser reduzida utilizando técnicas de otimização para definir as dimensões dos elos do mecanismo ou substituindo-o por outro.

Normalmente eixos de articulação individual possuem menores ângulos de esterçamento comparados com eixos de articulação central. Na Figura 63 é possível perceber que o ângulo de esterçamento da roda ficou limitado em aproximadamente 40°, devido à condição limite de esterçamento do mecanismo.

## 4.2 Simulações dinâmicas

As simulações dinâmicas realizadas através do *software* TruckSim, são apresentadas nas próximas seções juntamente com os resultados alcançados.

### 4.2.1 O *software* TruckSim

O *software* TruckSim possui mais de 20 anos de comercialização e conta com uma biblioteca dos principais sistemas de um veículo, como suspensões, pneus, procedimentos de manobras, tipos de pavimento,

entre outros (MECHANICAL SIMULATION, 2017) . O *software* é um sistema baseado em modelo de dinâmica multicorpos dedicado à avaliação de dinâmica veicular para veículos pesados e de transporte de carga.

Outro diferencial do *software* é a interatividade na animação, propiciando um melhor entendimento do fenômeno físico. A interface gráfica de pré-processamento é definida de forma sequencial por sistemas, onde as principais variáveis apresentam esboços que facilitam sua interpretação.

Resumidamente, uma simulação é realizada conforme as seguintes etapas:

1. Seleção do veículo e suas características;
2. Seleção do procedimento de análise;
3. Execução do modelo matemático;
4. Análise dos resultados através de gráficos e animações.

A Figura 64 apresenta a tela inicial de pré-processamento com as etapas citadas anteriormente.

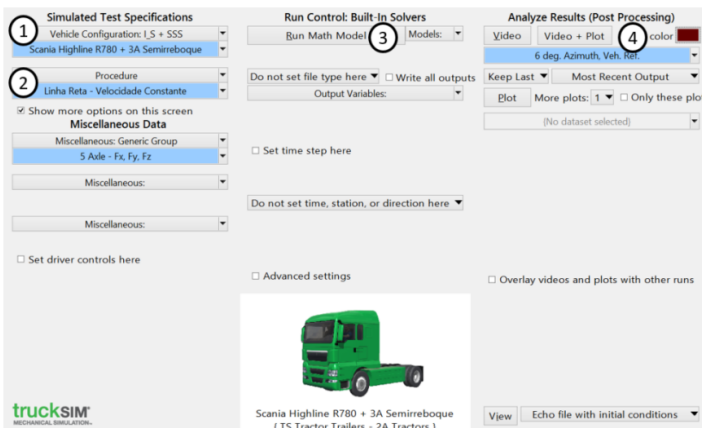


Figura 64 - Interface da tela de pré-processamento do *software* TruckSim.

O *software* TruckSim foi desenvolvido pela empresa *Mechanical Simulation* e atualmente é comercializado no Brasil pela empresa Virtual CAE, a qual disponibilizou uma licença de um ano para o desenvolvimento de trabalhos acadêmicos na Universidade Federal de Santa Catarina.

#### 4.2.2 Características do veículo

Com objetivo de avaliar os possíveis benefícios que o sistema de direção proporciona aos semirreboques, foram simulados 3 modelos com diferentes configurações do sistema de direção (Figura 65).

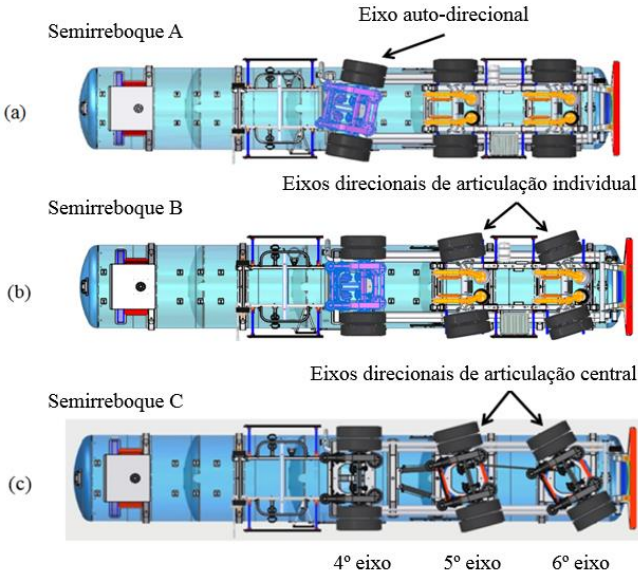


Figura 65 - Semirreboques considerados nas simulações dinâmicas.

O semirreboque A é o modelo de equipamento que foi utilizado nos testes apresentados no item 3.1 (Figura 31), possui o 4° eixo auto-dirigido do tipo articulação central com batente limitando o ângulo de giro em  $16^\circ$  e o 5° e 6° eixos fixos.

Já os semirreboques B e C possuem o 4° eixo fixo e os eixos 5 e 6 direcionais, sendo que o primeiro possui eixos de articulação individual enquanto o segundo eixos de articulação central. As condições cinemáticas de esterçamento dos mecanismos de direção foram apresentadas nos gráficos das Figura 60 e Figura 61 para o semirreboque C e Figura 62 e Figura 63 para o semirreboque B.

A Tabela 6 apresenta as principais características do caminhão-trator e dos semirreboques consideradas nas simulações dinâmicas.

Tabela 6 - Principais características do veículo.

Caminhão-trator			Semirreboque		
Massa suspen- sa	6964,0	kg	Massa suspen- sa	40842,00	kg
Massa não suspensa	2094,0	kg	Massa não suspensa	3100,00	kg
Pneus	295/80R22,5	--	Pneus	295/80R22,5	--
Rigidez do pneu	1350,0	N/mm	Rigidez do pneu	980,0	N/mm
Rigidez sus- pensão	1750,0	N/mm	Rigidez da suspensão	2500,0	N/mm
Amortecimento suspensão	30,0	N/(mm/s)	Amortecimento suspensão	30,0	N/(mm/s)
Distância longitudinal do CG ao eixo 1	1890,0	mm	Distância longitudinal do CG ao pino rei	5100,0	mm
Tara	9058,0	kg	Tara	9760,0	kg
-	-	-	Carga	34182,0	kg

Na seção 2.5, foram apresentados alguns conceitos sobre pneus e ângulo de deriva, que são essenciais para o entendimento das reações laterais que ocorrem sobre ele. O gráfico da Figura 66 apresenta o diagrama do comportamento dos pneus do semirreboque considerado nas simulações dinâmicas, onde  $F_y$  é a força lateral,  $F_z$  a força vertical e  $Alpha$  o ângulo de deriva.

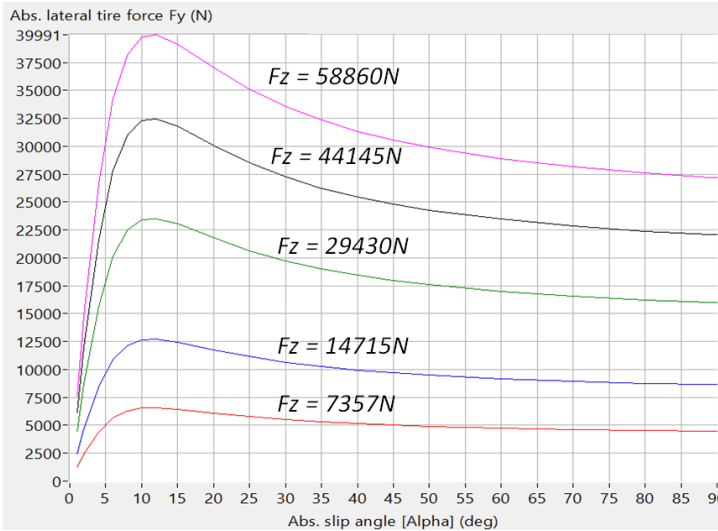


Figura 66 - Diagrama de comportamento dos pneus em termos de  $F_y$ ,  $F_z$  e  $\alpha$  no programa TruckSim.

#### 4.2.3 Pista e simulações

Com o objetivo de analisar os possíveis benefícios do sistema de direção para semirreboques 3 simulações foram realizadas.

- (a) – Raio de curva e velocidade constante;
- (b) – Mudança dupla de faixa (*Double Lane Change*);
- (c) – Mudança simples de faixa (*Single Lane Change*).

Em todas as simulações o coeficiente de atrito da pista foi considerado de 0,85. Conforme (LEAL, ROSA e NICOLAZZI, 2012) o coeficiente de atrito de uma pista de asfalto pode variar entre 0,6 e 0,95, de forma que 0,85 pode ser considerado para uma pista de asfalto seco.

Na simulação de raio de curva e velocidade constante o objetivo principal foi analisar a força lateral nos pneus dos semirreboques, justificando o seu desgaste prematuro. A simulação foi realizada de forma similar ao teste apresentado na seção 3.1 (Figura 31). O raio de curva foi considerado de 15m e a velocidade de 5km/h. A Figura 67 apresenta os parâmetros da pista para esse teste e a simulação no *software* Truck-Sim.



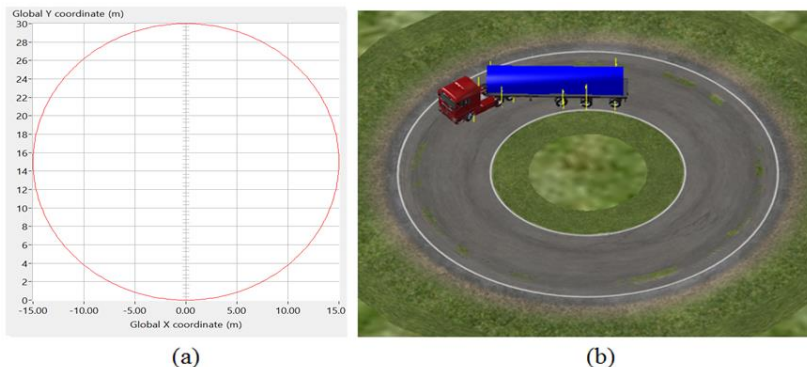


Figura 67 – (a) Parâmetros da pista. (b) Simulação raio de curva e velocidade constante.

Na simulação do *Double Lane Change* o principal objetivo foi comparar a estabilidade lateral das CVC's. A manobra *Double Lane Change*, prevista na norma ISO 3888-2:2011 para veículos de passeio, reproduz uma ultrapassagem completa e sua execução pode ser dividida em 5 estágios, ilustrados na Figura 68, onde os indicadores 6 e 7 representam o sentido da manobra e o desvio do obstáculo, respectivamente.

- 1 – O trajeto em linha reta ou entrada de pista;
- 2 - Distância para vencer o obstáculo ou mudança de faixa;
- 3 – Novo trajeto em linha reta;
- 4 – Distância para retorno de faixa;
- 5- Trajeto em linha reta ou saída de pista.

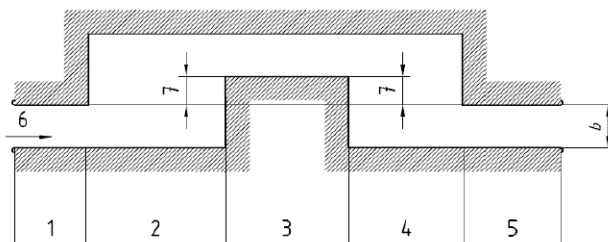


Figura 68 - Esboço da manobra *Double Lane Change*.  
Fonte: Adaptado de ISO 3888-2:2011.

Cada estágio da manobra possui uma dimensão ou uma regra para determinação de medidas baseadas nas dimensões do veículo de passeio, na Tabela 7 é possível visualizar essa relação.

Tabela 7 - Quadro de estágios da manobra *Double Lane Change*.

Fonte: Adaptado de ISO 3888-2:2011.

Estágio	Comprimento (m)	Deslocamento de Faixa (m)	Largura $b$ (m)
1	12,0	-	1,1 x largura do veículo + 0,25
2	13,5	-	-
3	11,0	1	Largura do veículo +1
4	12,5	-	-
5	12,0	-	1,3 x largura do veículo +0,2*

\* - Condição válida se  $b > 3m$ , para valores menores utilizar o mínimo de 3m

Porém, a norma ISO 3888-2:2011 é exclusiva para carros de passeio. No caso de veículos comerciais a norma que prevê uma manobra similar é a ISO 14791:2000 com apenas uma mudança simples de faixa (*Single Lane Change*).

Com o intuito de impor uma situação mais severa às CVC's, foram adaptadas as medidas previstas para veículos de carga, conforme ISO 14791:2000, ao circuito previsto na norma ISO 3888-2:2011.

A pista dessa simulação ficou com 7,5 metros de largura, 150 metros de comprimento e a velocidade do veículo na simulação foi constante de 70km/h. Na Figura 69 é possível visualizar os parâmetros da pista e a simulação no programa TruckSim.

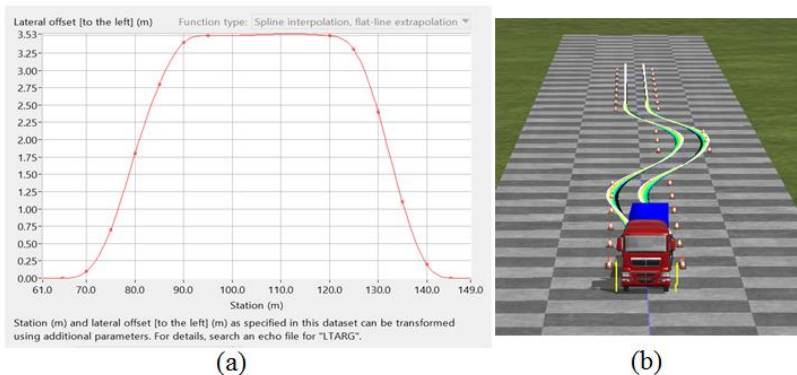


Figura 69 – (a) Parâmetros da pista. (b) Simulação *Double Lane Change*.

Levando em conta que a simulação de mudança dupla de pista foi uma adaptação entre duas normas, uma simulação de mudança simples de pista também foi realizada (Figura 70), considerando a norma ISO 14791:2000 com velocidade constante de 70km/h.

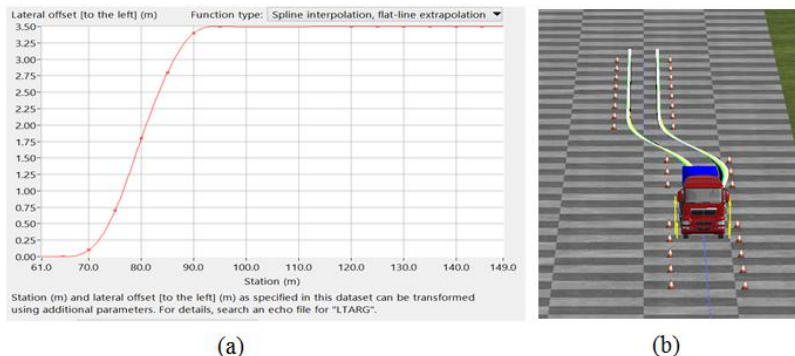


Figura 70 - (a) Parâmetros da pista. (b) Simulação *Single Lane Change*.

#### 4.2.4 Resultados das simulações

Os gráficos da Figura 71 até Figura 76 apresentam os resultados da força lateral nos pneus dos semirreboques na simulação de raio de curva e velocidade constante para os eixos 4, 5 e 6.

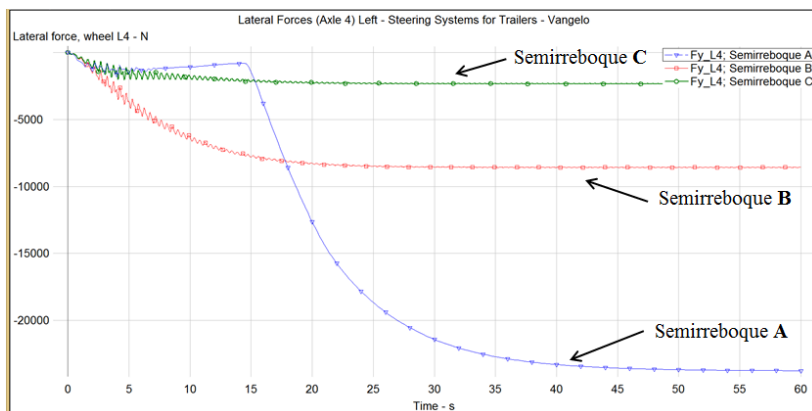


Figura 71 - Força lateral nos pneus internos à curva do eixo 4.

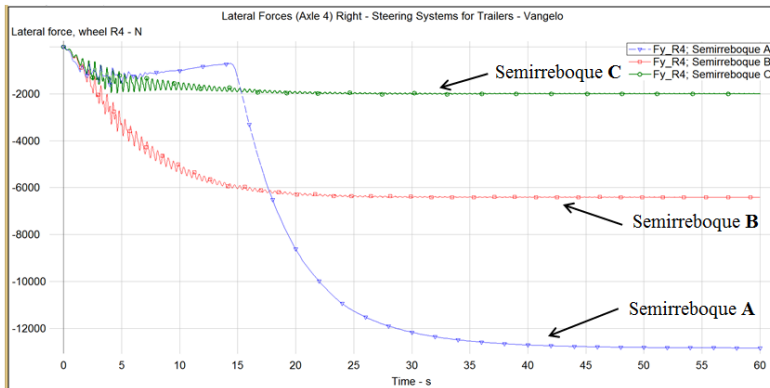


Figura 72 - Força lateral nos pneus externos à curva do eixo 4.

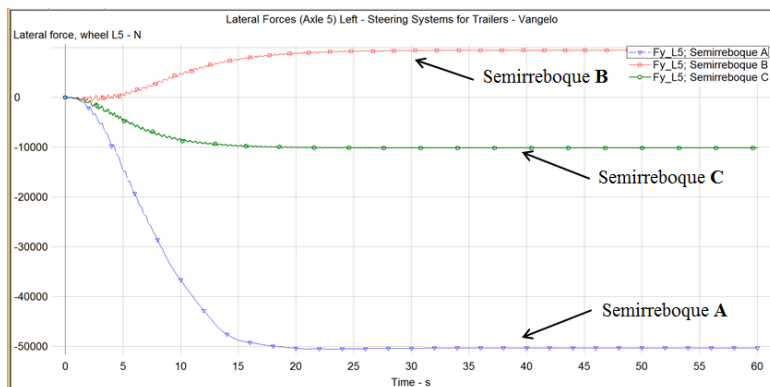


Figura 73 - Força lateral nos pneus internos à curva do eixo 5.

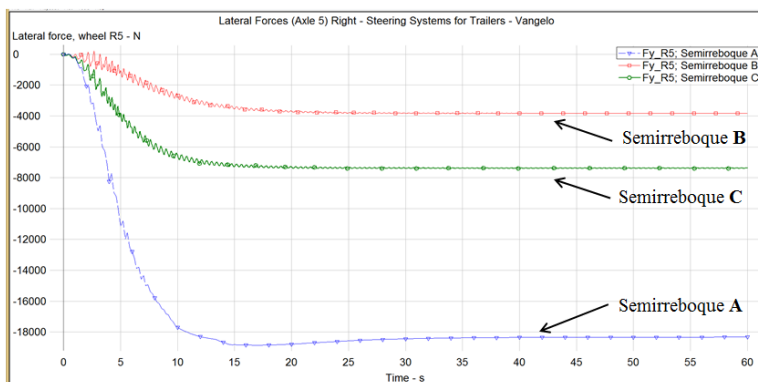


Figura 74 - Força lateral nos pneus externos à curva do eixo 5.

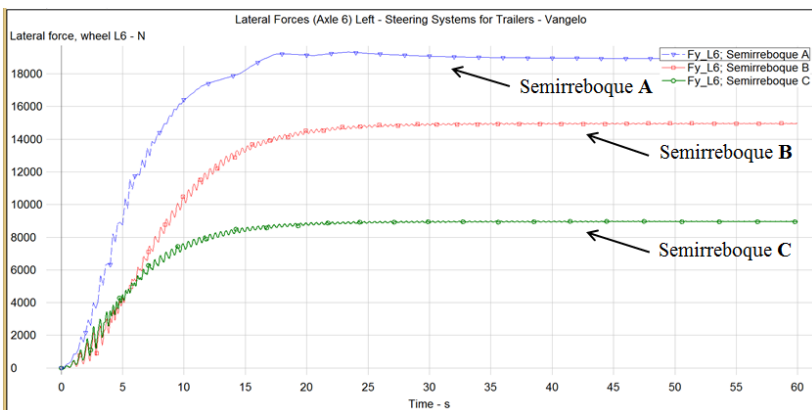


Figura 75 - Força lateral nos pneus internos à curva do eixo 6.

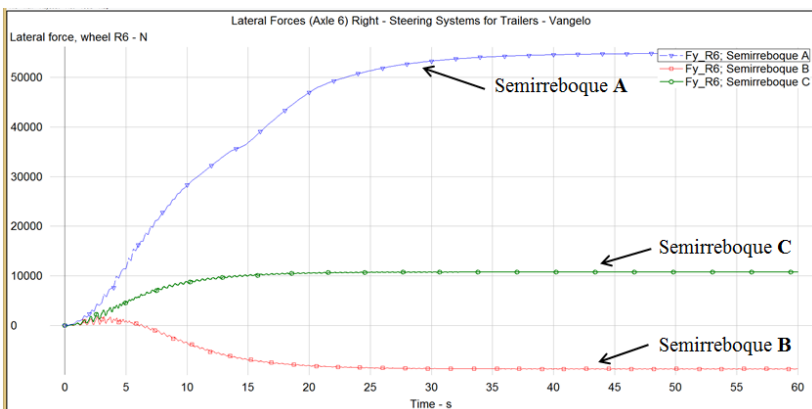


Figura 76 - Força lateral nos pneus externos à curva do eixo 6.

A Figura 77 apresenta o consumo de combustível das CVC's na simulação de raio de curva e velocidade constantes.

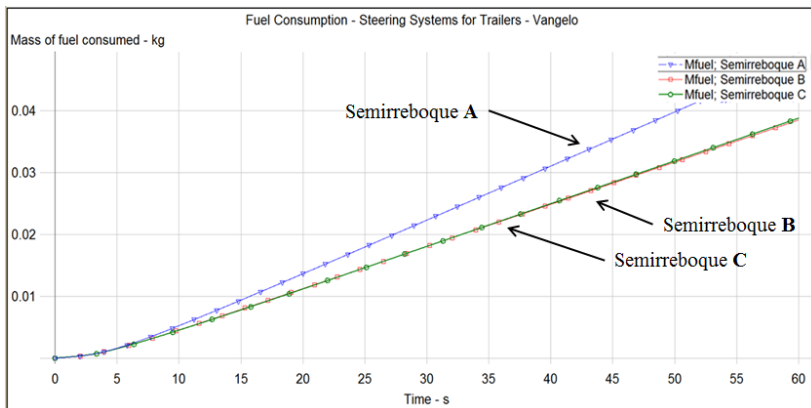


Figura 77 - Consumo de combustível – simulação raio de curva e velocidade constante.

Com o objetivo de comparar à estabilidade lateral das CVC's a Figura 78 apresenta o ângulo de rolagem da massa suspensa dos semirreboques na simulação *Double Lane Change* e a Figura 79 na simulação *Single Lane Change*.

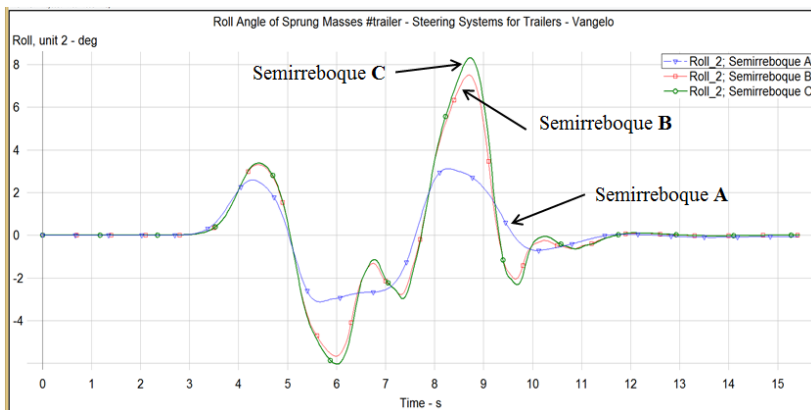


Figura 78 - Ângulo de rolagem da massa suspensa dos semirreboques – simulação *Double Lane Change*.

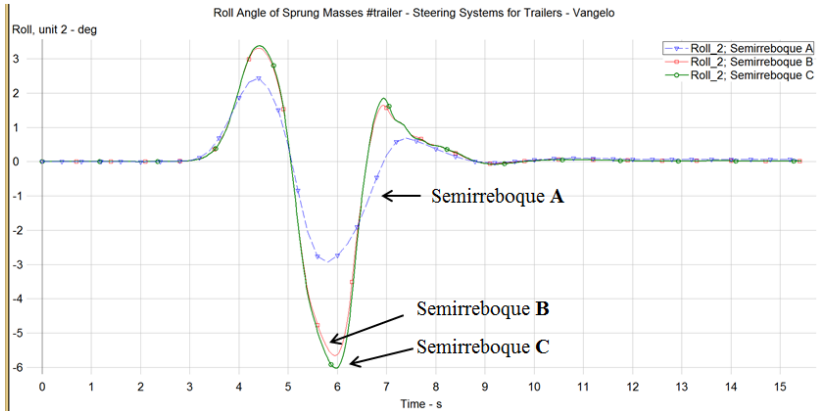


Figura 79 - Ângulo de rolagem da massa suspensa dos semirreboques – simulação *Single Lane Change*.

### 4.3 Análise dos resultados

Na análise cinemática de posição realizada para os eixos utilizados nas simulações dinâmicas (Figura 60 à Figura 63), é possível perceber que existe diferença em relação à geometria ideal de Ackerman para o estudo de caso apresentado. Os 6 novos mecanismos gerados na síntese do número e tipo devem ser estudados com o objetivo de analisar se eles podem reduzir essa diferença.

Os resultados das simulações dinâmicas corroboram com as conclusões de outros autores apresentadas na seção 2.2.3. Nos resultados da simulação de raio de curva e velocidade constante (Figura 71 à Figura 76), é possível perceber a redução da força lateral nos pneus dos semirreboques com sistemas de direção (semirreboque B e C) quando comparados ao semirreboque sem sistema de direção (semirreboque A). A Tabela 8 apresenta os valores da força lateral nos pneus dos semirreboques quando estes se encontram em regime permanente na simulação ( $t=50s$ ).

Tabela 8 – Comparativo da força lateral nos pneus dos semirreboques – simulação raio de curva e velocidade constante.

Pneus	Força Lateral (N)			Redução semirreboque B - semirreboque A	Redução semirreboque C - semirreboque A
	Semirreboque A	Semirreboque B	Semirreboque C		
L4	-23718	-8563	-2329	64%	90%
R4	-12831	-6403	-1994	50%	84%
L5	-50313	9502	-10176	81%	80%
R5	-18320	-3820	-7386	79%	60%
L6	18910	14956	8954	21%	53%
R6	54871	-8738	10760	84%	80%
			Média	63%	75%

Na Tabela 8 é possível visualizar que o semirreboque B reduziu a força lateral nos pneus em torno de 63% e o semirreboque C 75%, quando comparados ao semirreboque A. Isto é um forte indício que os semirreboques com sistemas de direção tendem a aumentar a vida útil dos pneus e do pavimento, principalmente em trechos que possuem grande quantidade de curvas.

No gráfico da Figura 77 pode-se perceber que as CVC's com semirreboques utilizando sistemas de direção consumiram menos combustível que a CVC com o semirreboque A, em média o consumo de combustível foi reduzido em 20% durante essa manobra.

Ainda na simulação de raio de curva e velocidade constate foi possível perceber que as CVC's com semirreboques com sistema de direção necessitaram de uma menor largura de pista para realizar essa manobra. A Figura 80 mostra as três CVC's durante essa simulação.



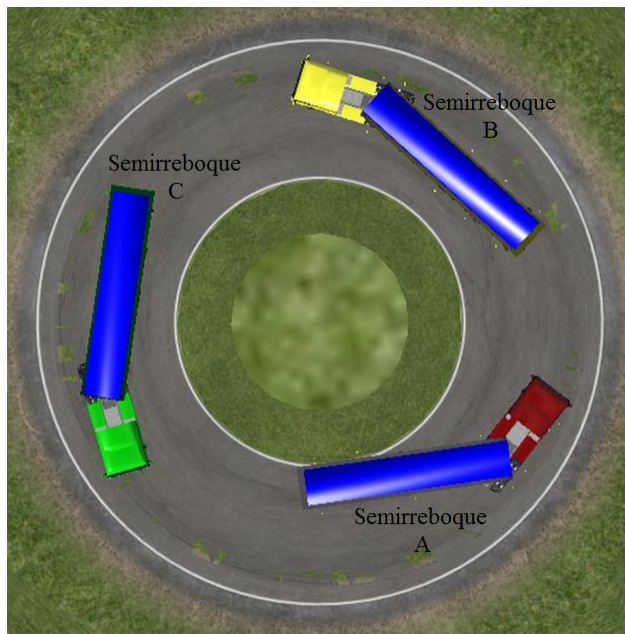


Figura 80 - Largura de pista necessária.

Nessa simulação as CVC's com semirreboques com sistema de direção necessitaram de uma largura de pista em média 30% menor do que a CVC com o semirreboque A, o que resulta em melhor manobrabilidade, pois, necessitam de menor espaço para realizar uma manobra.

Conforme Contreras (2017) o início do tombamento de um veículo inicia quando a transferência de carga em algum dos eixos é completa, fazendo com que a roda do lado interno à pista perca contato com solo. Dessa forma, concluímos que quanto maior o ângulo de rolagem e a transferência de carga menor é a estabilidade do veículo. Na simulação *Double Lane Change* e *Single Lane Change* os resultados da Figura 78 e 78 mostram que os semirreboques com sistema de direção possuíram maior ângulo de rolagem da massa suspensa, o que nos leva a concluir que o sistema de direção reduz a estabilidade lateral da CVC em velocidades elevadas.

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Nesta dissertação foram desenvolvidos assuntos de interesse tanto da área de transporte de rodoviário de carga quanto na área de projetos de mecanismos. Na seção 5.1 é apresentado as conclusões deste trabalho e na 5.2 as sugestões para trabalhos futuros.

### 5.1 Conclusões

Conforme dados apresentados na introdução e revisão bibliográfica deste trabalho, o setor de transporte rodoviário é principal meio de transporte de cargas no Brasil. O desenvolvimento de tecnologia capaz de melhorar a eficiência e segurança neste setor se mostra um fator significativo para o desenvolvimento econômico do país e qualidade de vida das pessoas.

A metodologia de projeto utilizada permitiu uma estruturação e organização adequada para que nenhuma fase do projeto fosse deixada de lado. Com o levantamento do estado da arte foi possível o entendimento adequado do problema e proposta uma classificação de mecanismos de direção para semirreboques, a qual pode ser utilizada para auxiliar no desenvolvimento de novas pesquisas nessa área de trabalho.

A etapa da síntese do número e do tipo se mostrou eficiente no sentido de encontrar novos mecanismos para os requisitos de projetos estabelecidos no estudo de caso. Foi possível gerar 10 novos mecanismos para a classe C2, a qual, pelo levantamento do estado da arte realizado, possui apenas 6 mecanismos patenteados, indicando que estudos mais aprofundados dos possíveis benefícios desses mecanismos podem gerar novas patentes.

As simulações dinâmicas realizadas através do *software* Truck-Sim foram importantes para mostrar as vantagens e desvantagens dos sistemas de direção em relação à força lateral nos pneus em curvas, consumo de combustível, manobrabilidade e estabilidade lateral das CVC's. De uma forma geral, a utilização de CVC's com semirreboques com sistemas de direção indicam que podem ajudar a melhorar a eficiência do setor de transporte de carga rodoviário, reduzindo o consumo de combustível e aumentando a vida útil dos pneus.

Atualmente o transporte em perímetros urbanos dificilmente é realizado por CVC's que não possuem semirreboques com eixos distanciados, pois esse tipo de equipamento apresenta grandes problemas de

manobrabilidade, o que dificulta o acesso em determinados locais, como rotatórias e curvas de pequenos raios. A utilização de sistema de direção nesse tipo de equipamento pode viabilizar o seu uso no transporte de cargas em perímetros urbanos, reduzindo a quantidade de veículos envolvidos em determinada logística, melhorando a eficiência do setor.

## 5.2 Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões para trabalhos futuros, pode-se indicar:

- Realizar a síntese do número e do tipo para outras classes de mecanismos apresentadas na proposta de classificação de mecanismos de direção;
- Realizar a síntese dimensional para os novos mecanismos encontrados para a classe C2, junto com um estudo de otimização para atendimento a geometria ideal de direção (Ackerman);
- Avaliar a cinemática de diferentes mecanismos que possam obter menor erro em relação a geometria ideal de direção (Ackerman), e realizar simulação dinâmicas com o objetivo de avaliar possível redução da força lateral nos pneus do semirreboque;
- Estudar geometrias de direção que possam melhorar a estabilidade lateral da CVC em manobras de velocidade elevada, como o *Single e Doble Lane Change*, por exemplo;
- Avaliar o comportamento dinâmico das CVC's com semirreboques com sistemas de direção em diferentes manobras;
- Fabricar o protótipo de um veículo e comparar os resultados com as simulações dinâmicas realizadas;
- Estudar os efeitos do sistema de direção para diferentes semirreboques.

## REFERÊNCIAS

ABNT NBR ISO 4130:2007, **Veículos rodoviários automotores – sistema de referência tridimensional e marcas de referência – definições**. Rio de Janeiro, 2007.

ABNT NBR 11412, **Implementos rodoviários – Veículos rebocados - Terminologia**. Rio de Janeiro, 2011. 17 p.

ABNT NBR 9762, **Veículo rodoviário de carga - Terminologia**. Rio de Janeiro, 2012. 26 p.

BACK, N. et al. **Projeto integrado de produtos: planejamento, concepção e modelagem**. Barueri: Malone, 2008.

BOARETTO, J. **Comportamento estrutural de um chassi de semirreboque submetido a manobras relacionadas às dinâmicas lateral e vertical**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 127. 2012.

BONSIEPE, G.; KELLNER, P.; POESSNECKER, H. **Metodologia experimental: desenho industrial**. Brasília: CNPq, 1984.

BREEMAN International Supplies, 2016. Disponível em: <<http://www.breeman.nl>>. Acesso em: 22 out. 2016.

CARBONI, A. P.; SIMAS, H.; MARTINS, D. **Redundant constraints in mechanisms: na overview via linear algebra**. The 14<sup>th</sup> IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, 2015. DOI: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS13.134

CEBON, D. et al. **Implementation of active rear steering of a tractor - semi-trailer**. 11th International Symposium on Heavy Vehicle Transportation Technology, 2010.

CEBON, D.; JUJNOVICH, B. **Comparative performance of semi-trailer steering systems**. 7th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, Delft, The Netherlands, junho 2002.

CNT. **Pesquisa CNT de Rodovias**, 2015. Disponível em: <[www.cnt.org.br](http://www.cnt.org.br)>. Acesso em: 10 nov. 2016.

CNT. **Sondagem CNT de eficiência energética no transporte rodoviário de cargas.** Confederação Nacional do Transporte. [S.l.]. 2015.

CONTRAN – Resolução 210, **Estabelece os Limites de Peso e Dimensões para Veículos que Transitem por Vias Terrestres e dá Outras Providências,** 2006. Disponível em: <[www.denatran.gov.br/resolucoes](http://www.denatran.gov.br/resolucoes)>

CONTRAN – Resolução 211, **Requisitos Necessários à Circulação de Combinações de Veículos de Carga – CVC, a que se referem os Arts. 97, 99 e 314 do Código de Trânsito Brasileiro - CTB,** 2006. Disponível em: <[www.denatran.gov.br/resolucoes](http://www.denatran.gov.br/resolucoes)>

CONTRAN – Resolução 326, **Altera os artigos 11 e 12 da resolução nº 210, de 13 de novembro de 2006, do Conselho Nacional de Trânsito – CONTRAN, que estabelece os limites de peso e dimensões para veículos que transitem por vias terrestres dá outras providências,** 2009. Disponível em: <[www.denatran.gov.br/resolucoes](http://www.denatran.gov.br/resolucoes)>

CONTRERAS, G. G. M. **A kinestatic model for the three-dimensional static analysis of long combination vehicles.** Tese (Doutorado) — Federal University of Santa Catarina, 2017.

CTB, **Código de Trânsito Brasileiro,** Lei número 9.503, de setembro de 1997. Disponível em: <[http://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/LEIS/L9503.htm](http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/LEIS/L9503.htm)>.

DAI, J. S.; HUANG, Z.; LIPKIN, H. **Mobility of over-constrained parallel mechanisms.** Journal of Mechanical Design, 128(1):220–229, 2006.

DENATRAN – Portaria 63, **Homologar os Veículos e as Combinações de Veículos de Transporte de Carga e de Passageiros, Constantes do Anexo desta Portaria, com seus Respetivos Limites de Comprimento, Peso Bruto Total – PBT e Peso Bruto Total Combinado – PBTC,** 2009. Disponível em: <[www.denatran.gov.br/portarias](http://www.denatran.gov.br/portarias)>

DESSOUSKY, Y. et al. **Automatic Steering For Conventional Truck Trailers: Development And Assessment Of Operating Concepts For Improving Safety, Productivity And Pavement Durability.** Final Report" PATH Research Report UCB-ITS-PRR-2006-8, Institute of Transportation Studies, University of California". Berkeley: [s.n.]. 2006.

DIN 70000: 1994, **Road Vehicles; Vehicle Dynamics and Road-Holding Ability; Vocabulary**, 1994.

EPE. Empresa de Pesquisa Energética. **Demanda de Energia - 2050**, 2014. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/Estudos/Documents/DEA%2013-14%20Demanda%20de%20Energia%202050.pdf>>. Acesso em: 21 out. 2016.

FERNANDES, M. A. **Estudo em sistemas de direção veicular**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 81. 2005.

GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis: Volume 1: Components Design**. Torino: Springer, 2008.

GILLESPIE, T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1992.

HARTENBERG, R. S.; DENAVIT, J. **Kinematic synthesis of linkages**. New York: McGraw-Hill, 1964.

HOELTGEBAUM, T. **Variable compression ratio engines: a mechanism approach**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2016.

HUANG, Z.; LIU, J. F.; ZENG, D. X. **A general methodology for mobility analysis of mechanisms based on constraint screw theory**. Science in China Series E: Technological Sciences, 52(5):1337–1347, 2009.

HUANG, Z.; LI, Q.; DING, H. **Theory of parallel mechanisms**, volume 6. Springer Science & Business Media, 2012.

HUMES, C. E. **Steering Assembly for Trailers**. US3690698A, 30 Novembro 1970.

HUNT, K. H. **Kinematic geometry of mechanisms**. Oxford: Oxford University Press, 1978.

HUTCHENS, C. T. **Mechanism for steering tandem wheels of a tractor trailer assembly**. US 2.968.495, 17 jan. 1961.

IEA. International Energy Agency. **Technology Roadmap: Fuel Economy of Road Vehicles**. Paris, 2012. Acesso em: 22 out. 2016.

IFTOMM. <http://www.iftommterminology.antonkb.nl>. **IFTOMM dictionaries online**, 2016. Acesso em: 2016.

INPI. Instituto Nacional da Propriedade Industrial, 2016. Disponível em: <<http://www.inpi.gov.br/menu-servicos/patente/classificacao-de-patentes>>. Acesso em: 15 jul. 2016.

INPI. Instituto Nacional da Propriedade Industrial. Disponível em: <<http://www.inpi.gov.br/menu-servicos/patente/classificacao-de-patentes>>. Acesso em: 15 jul. 2016.

JAZAR, R. N. **Vehicle dynamics: theory and application**. 2. ed. [S.l.]: Springer, 2014.

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

LEAL, L. D. C. M.; ROSA, E. D.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Grante, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2012.

MALETZ, E. R. **Critérios funcionais e estruturais para a síntese de mecanismo para movimentar pacientes acamados**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis. 2017.

MANENTI, V. C. et al. **Steering systems for semi-trailers: An example to improve the wear of the tires**. IX International conference of transport problems, Poland, 28 jun. 2017.

MECHANICAL SIMULATION. Mechanical Simulation, 2017. Disponível em: <<https://www.carsim.com/products/trucksim/>>. Acesso em: 10 fev. 2017.

MILANI, S. A. **Modeling, simulation, and active control of tractor-semitrailer combinations**. Doctoral dissertation - Middle East Technical University. [S.l.]. 2015.

MMA. Ministério do Meio Ambiente. **Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários**, 2014. Disponível em: <<http://www.anp.gov.br>>. Acesso em: 22 out. 2016.

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.

MURAI, E. H. **Mecanismo**. Notas de aula - Universidade Federal de Santa Catarina - Departamento de Engenharia Mecânica - Disciplina de Mecanismos. Florianópolis. 2014.

NORDENGEN, P.; KIENHOFER, F.; SAXE, C. C. **A performance-based standards regime to regulate car-carriers on South Africa**. 32nd Annual Southern African Transport Conference, July 2013.

NORTON, R. L. **Kinematics and dynamics of machinery**. New York: The McGraw-Hill, v. 1, 2008.

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.

ÖZKAN, B. et al. **Minimization of tire wear for tractor semitrailers with command steering**. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, Turkey, 2014.

PAHL, G.; BEITZ, W. **Engineering design: a systematic approach**. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 1996.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. **Automotive Chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Butterworth-Heinemann: Elsevier, 2001.

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.

RICKARDON, D. B. **Steering Device for Trailers**. GB 1307198 A, 21 jan. 1972.

ROZENFELD, H. et al. **Gestão de desenvolvimento de produtos: uma abordagem para melhoria de proceso**. São Paulo: Saraiva, 2006.

SCANIA. Informações técnicas, 2016. Disponível em: <<http://www.scania.com.br>>. Acesso em: 16 mar. 2016.

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.

TRIDEC. **TRIDEC**, 2016. Disponível em: <<http://www.tridec.com/en/products-steering-systems-and-axle-suspensions.html>>. Acesso em: 04 maio 2016.

TSAL, L. W. **Mechanism design: Enumeration of kinematic structures according to function**. Washington: D.C: CRC Press, 2001.

UICKER JR, J. J.; PENNOCK, G. R.; SHIGLEY, J. E. **Theory of Machines and Mechanism**. 3a. ed. [S.l.]: d. Oxiford University Press, 2003.

VARGAS, V. A. **Efeitos da flexibilidade estrutural em simulações de dinâmica lateral de veículo de transporte de carga**. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2011.

VIEIRA, J. L. M. **Estudo de dirigibilidade de veículos longos combinados**. Dissertação de Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos. São Carlos, p. 116. 2010.

VSE. VSE, 2016. Disponível em: <<https://www.v-s-e.com/en/products/steering/vse-for-trailers>>. Acesso em: 05 set. 2016.

X-STEERING. X-Steering, 2016. Disponível em: <<https://www.x-steering.com/products/>>. Acesso em: 17 set. 2016.

YAN, H. **Creative design of mechanical devices**. Singapore: Springer, 1999.

## APÊNDICE A – CARACTERÍSTICAS CONSIDERADAS NAS SIMULAÇÕES DINÂMICAS

Neste apêndice são apresentadas as características do caminhão trator e dos semirreboques que foram consideradas no *software* TruckSim nas simulações dinâmicas realizadas nessa dissertação.

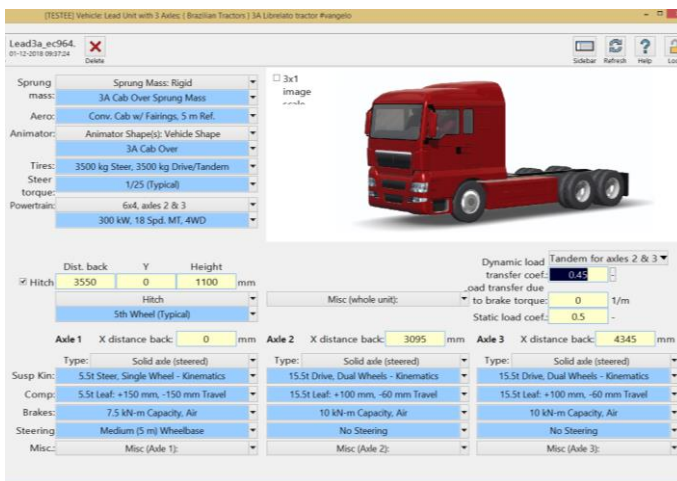


Figura 81 - Principais dimensões do caminhão trator.

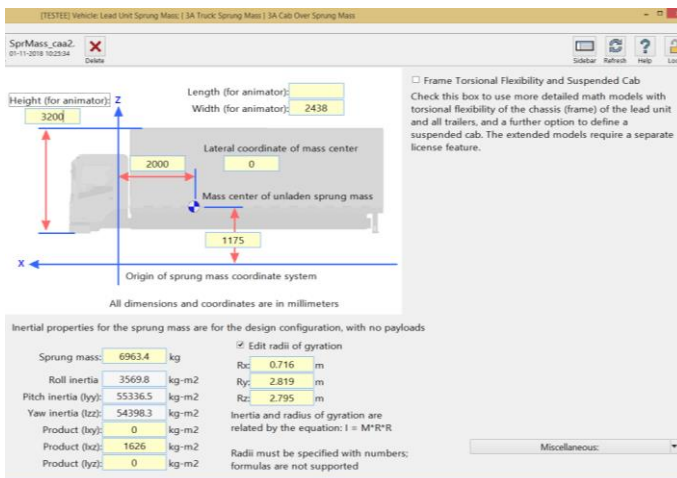


Figura 82 - Propriedades massa suspensa caminhão trator.

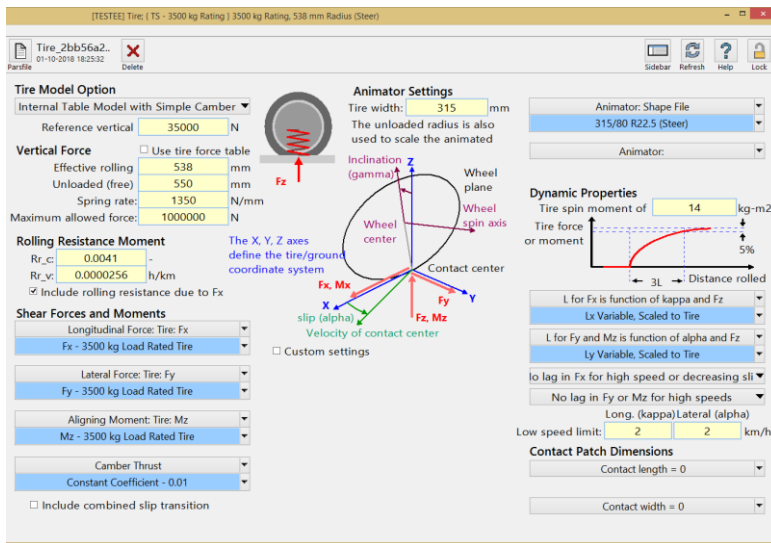


Figura 83 - Propriedades dos pneus do caminhão trator.

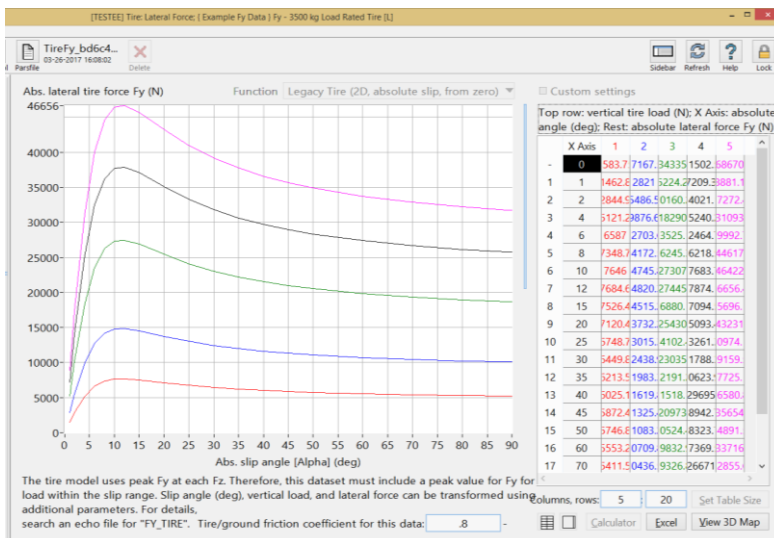


Figura 84 – Diagrama de comportamento dos pneus do caminhão trator em termos de  $F_y$ ,  $F_z$  e  $\alpha$  no programa TruckSim

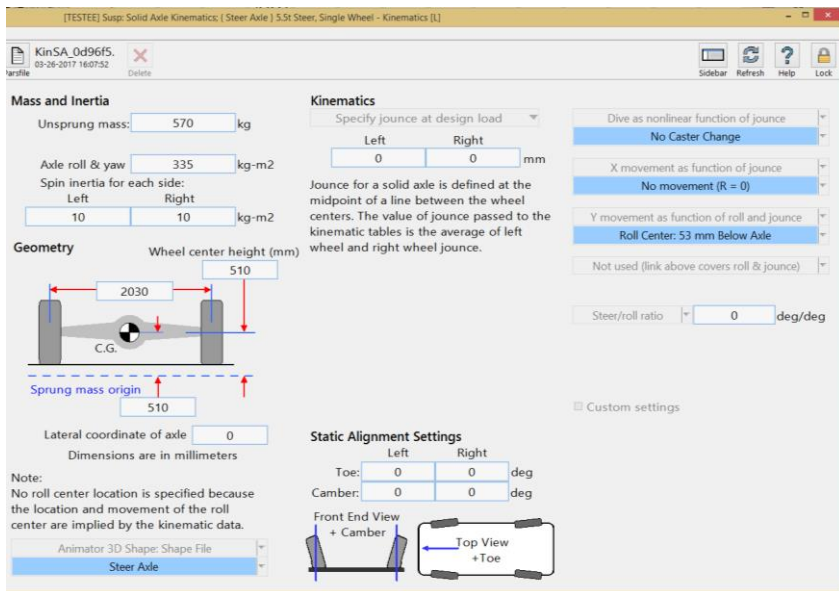


Figura 85 - Massa não suspensa eixo dianteiro caminhão trator.

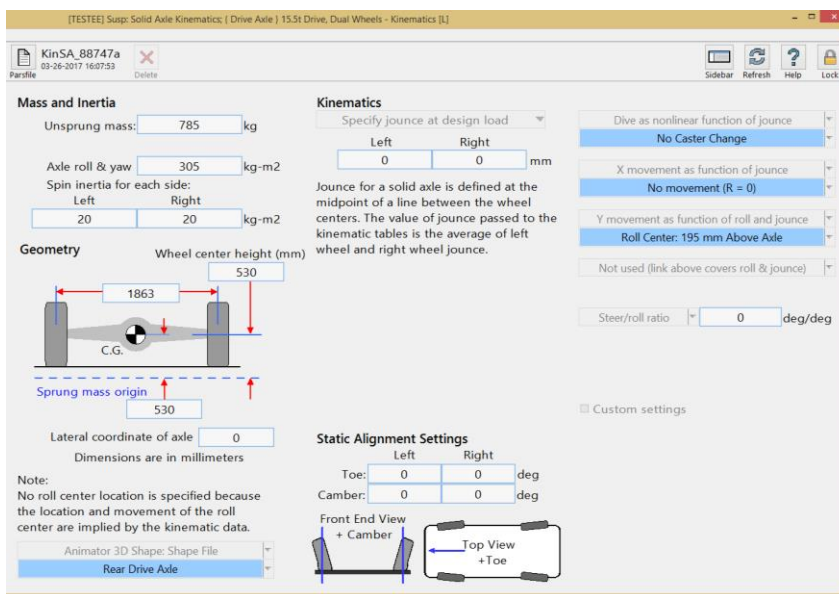


Figura 86 - Massa não suspensa eixos de tração caminhão trator.

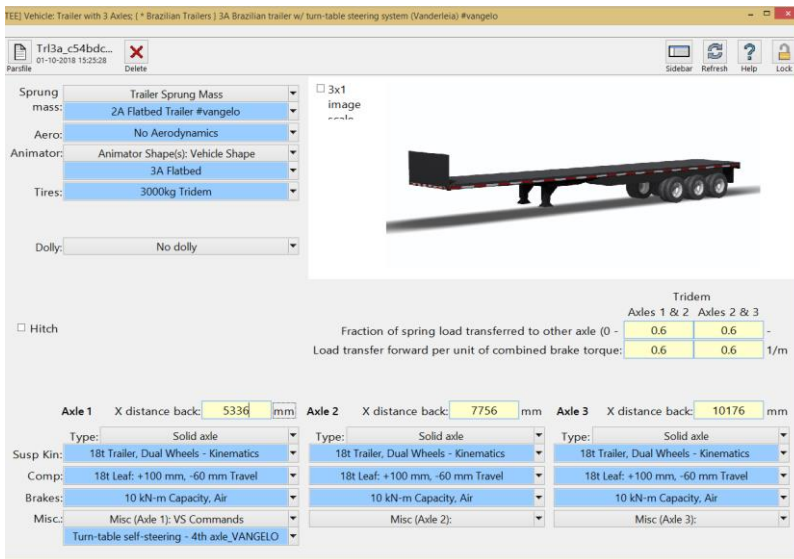


Figura 87 - Principais dimensões do semirreboque.

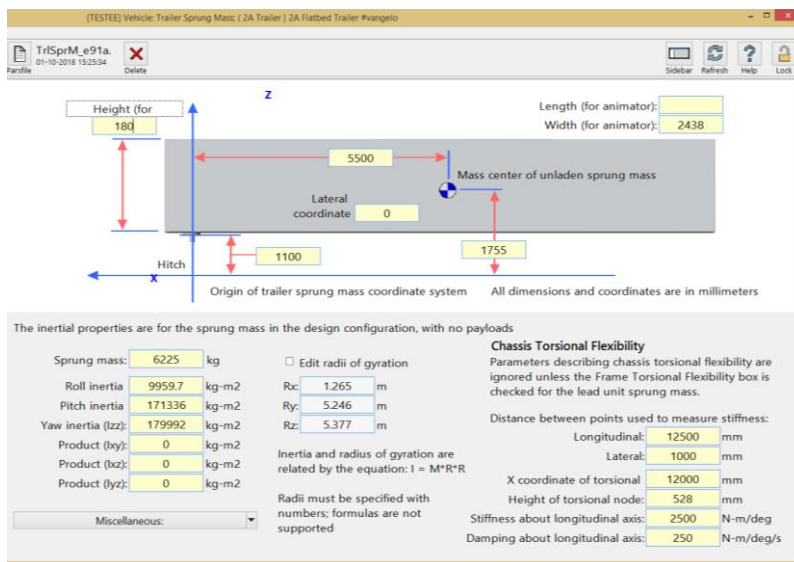


Figura 88 - Propriedades massa suspensa do semirreboque.

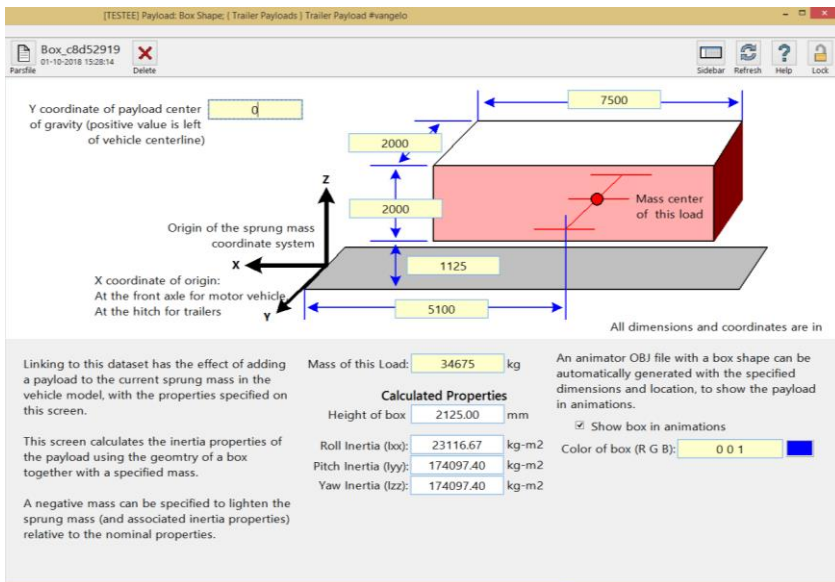


Figura 89 – Propriedades da carga.

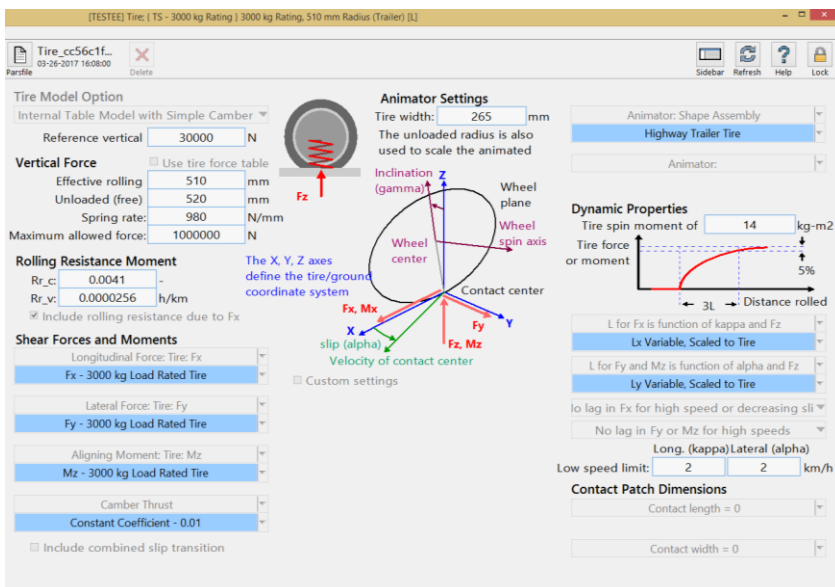


Figura 90 - Propriedade dos pneus do semirreboque.

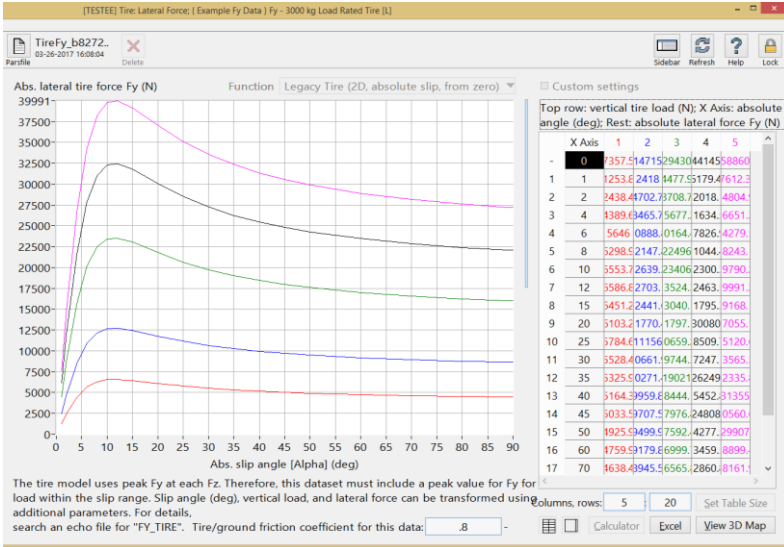


Figura 91 – Diagrama de comportamento dos pneus do semirreboque em termos de  $F_y$ ,  $F_z$  e  $\alpha$  no programa TruckSim

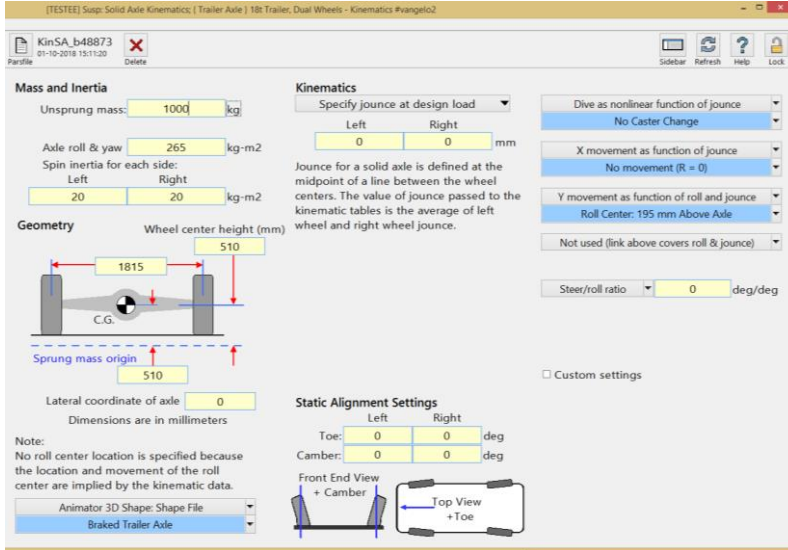


Figura 92 - Massa não suspensa eixo do semirreboque.