

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

ANDRÉ TOGNOLLI

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS NA REDUÇÃO
DE ESFORÇOS NO SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO FSAE**

São Bernardo do Campo

2015

ANDRÉ TOGNOLLI

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS GEOMÉTRICOS NA REDUÇÃO
DE ESFORÇOS NO SISTEMA DE DIREÇÃO DE UM VEÍCULO FSAE**

Dissertação de Mestrado apresentada ao
Centro Universitário da FEI para obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica, orientado pelo Prof. Dr. Agenor
de Toledo Fleury.

São Bernardo do Campo

2015

Tognolli, André

Estudo da influência dos parâmetros geométricos na redução de esforços no sistema de direção de um veículo FSAE / André Tognolli. São Bernardo do Campo, 2015.

117 f.: il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

1. Dinâmica veicular. 2. Cinemática de direção. 3. Rastro mecânico. I. Fleury, Agenor de Toledo, orient. II. Título.

CDU 629.113



Centro Universitário da **FEI**

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA JULGADORA

PGM-10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: André Tognolli

Matrícula: 211301-7

Título do Trabalho: Estudo da influência dos parâmetros geométricos na redução de esforços no sistema de direção de um veículo FSAE.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

ORIGINAL ASSINADA

Orientador: Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Data da realização da defesa: 10/03/15

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO

REPROVADO

São Bernardo do Campo, 10 de Março de 2015.

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Ass.: _____

Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Ass.: _____

Prof. Dr. Flávio Celso Trigo

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

**ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS
RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA**

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

AGRADECIMENTOS

Depois que a tempestade passa a calmaria se revela, e mesmo diante das situações que sem menor constrangimento me derrubaram, percebo que sozinho eu não estava, por mais tolo que eu fosse jamais deixaria de agradecer a você meu Deus, por não desistir de mim e permitir a realização desta obra.

O eterno agradecimento a meu pai Orlando e minha mãe Marinda que não tiveram a mesma oportunidade, mas que com muita garra e amor conseguiram me educar.

Ao meu orientador Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury, que com muita paciência pode me guiar em momentos de dúvida, e conduziu sabiamente este trabalho.

Aos professores Doutores, Roberto Bortolussi e Carlos Rodrigues dos Santos Neto, pela dedicação em apontar as falhas, que ao longo da jornada enriqueceram esta obra.

Ao amigo e gerente da General Motors, Sérgio Luiz Cunha que com sábias atitudes soube valorizar e ajudar nos momentos de angústia.

Aos amigos e Mestres Renato Storti Lotto e Marcio Henrique Leme Maia, que gratuitamente fizeram entender que estar perdido, pode significar estar muito perto de se encontrar.

Agradeço aos amigos da equipe Fei Baja SAE e Fórmula Fei SAE, Bruno Afonso, Renato Fontana, Felipe Silveira, entre outros que incondicionalmente puderam ajudar no meu desenvolvimento.

A mulher que admiro pela dedicação, doação, e confiança depositado em cada minuto que dediquei a este estudo, obrigado Josiane por ser a companheira de todos os momentos.

Por fim ouvi dizer que a vontade do homem é a força mais poderosa quando comparada a eletricidade ou a energia atômica, no entanto a minha força vem de dois pequenos meninos, Pedro Henrique e Eduardo, meus adoráveis filhos que sem sombra de dúvida alcançaram voos ainda mais altos.

“A ciência é, portanto, uma perversão de si mesma, a menos que tenha como fim último, melhorar a humanidade”.

(Nikola Tesla)

RESUMO

A dificuldade no acerto de uma arquitetura veicular está diretamente ligada ao custo e tempo operacional. Em muitos casos, o uso do mesmo componente em diversas plataformas veiculares nem sempre atende as características de conforto e desempenho esperados, e ajustes corretivos são realizados no decorrer do desenvolvimento sem o uso de conceitos básicos na construção de um veículo. O presente trabalho explora o método de modelagem e validação de duas ferramentas computacionais capazes de reproduzir o comportamento dinâmico de um veículo Fórmula SAE. Frente às limitações na realização de testes físicos, com isso é possível prever matematicamente os esforços e momentos gerados na coluna de direção do veículo, minimizando o esforço e melhorando o conforto do piloto antes mesmo que o componente exista fisicamente. Técnicas de instrumentação foram empregadas ao veículo físico, onde a aquisição dos sinais em regime permanente foi comparada aos modelos propostos, percorrendo a manobra conhecida como “*Skid pad*”. Com o *software* executando a mesma trajetória, foi possível adotar valores de velocidade e esterço no volante, o que possibilitou comparar a dinâmica do veículo, através dos sinais de outros sensores instalados no sistema de aquisição de dados, validando o comportamento dos modelos apresentados em regime permanente. Outros fenômenos foram estudados para se compreender a dinâmica do veículo no que tange a estabilidade lateral e o comportamento sub/sobre esterçante. No intuito de estabelecer uma melhoria no sistema de direção, foi imposta ao modelo físico, a troca da manga de eixo com o objetivo de reduzir o esforço do piloto ao realizar a manobra, esta proposta foi comparada virtualmente verificando a eficácia dos modelos multicorpos e a queda de 35%, no esforço ao girar o volante. Observou-se que os modelos são sensíveis e podem responder com precisão significativa a outras mudanças no veículo como: relação do sistema de direção, ângulo de cáster, bem como o deslocamento lateral do pino mestre, possibilitando escolhas confiáveis no acerto do veículo.

Palavras-chave: Dinâmica veicular. Cinemática de direção. Rastro mecânico.

ABSTRACT

The difficulty in setting a vehicle architecture is directly linked to the cost and operating time, in many cases the use of the same component in several vehicle platforms not always meet the comfort features and expected performance, and corrective adjustments are made during the development without using important concepts in the construction of a vehicle. This paper explores the method of modeling and validation of two computational tools able to accurately replicate the dynamic behavior of a Formula SAE vehicle. Based on limitations in conducting physical tests, it is possible to mathematically predict the forces and momentum generated on the steering column of the vehicle, minimizing effort and improving driver comfort even before the component physically manufactured. The results in permanent state due technical instrumentations were used in the physical vehicles and compared with other proposals (skid Pad test). As the software simulating the same path, it was possible to adopt values of speed and wheel steering, allowing compare the dynamics of the vehicle, through the signals from other sensors installed in the data acquisition system, validating the behavior of the models presented in permanent state. Other aspects were studied to understand vehicle behavior concerning lateral stability and steering behavior. In order to improve the steering system, the axle sleeve was changed, resulting in driver's less effort on handling. This proposal was compared to virtual models noting the efficiency of multibody models and was observed the decrease of 35% in an effort to turn the steering wheel. It was found that the models are sensitive and can accurately respond to significant changes as the steering system ratio, caster angle and the lateral displacement of the kingpin, enabling reliable choices in setting the vehicle.

Keywords: vehicle dynamics. steering kinematic. mechanical trail.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Geometria de direção de uma carruagem.	19
Figura 2 – Sistema de direção e seus componentes.	23
Figura 3 – Sistema de engrenamento pinhão e cremalheira.	24
Figura 4 – Terminal da direção e junta esférica.	24
Figura 5 – Coluna intermediária com sistema telescópico.	25
Figura 6 – Localização do terminal de direção à manga de eixo.	26
Figura 7 – Localização do terminal a caixa de direção.	26
Figura 8 – Suspensão independente – duplo braço de controle.	28
Figura 9 – Geometria dos braços de controle.	29
Figura 10 – Braço de controle superior - Geometria anti-mergulho.	30
Figura 11 – Sistema de coordenadas ISO.	30
Figura 12 – Linha do pino mestre.	31
Figura 13 – Ângulo de cáster.	32
Figura 14 – Deslocamento lateral do pino mestre.	33
Figura 16 – Rastro mecânico.	34
Figura 16 – Momento gerado pela força lateral.	35
Figura 17 – Deslocamento frontal do pino mestre.	36
Figura 18 – Momento gerado pela força de tração.	36
Figura 19 – Ângulo de camber.	37
Figura 20 – Convergência.	38
Figura 21 – Divergência.	38
Figura 22 – Regulagem de convergência e divergência.	39
Figura 23 – Geometria de Ackerman, com a caixa de direção atrás do eixo.	39
Figura 24 – Geometrias de direção.	40
Figura 25 – Diagrama generalizado da relação dinâmica entre veículo e condutor.	41
Figura 26 – Curva de rigidez lateral do pneu.	43
Figura 27 – Deflexão longitudinal e lateral do pneu.	44
Figura 28 – Força lateral sobre influência da cambagem.	44
Figura 29 – Rastro pneumático.	45
Figura 30 – Centro instantâneo de rolagem.	46
Figura 31 – Eixo de rolagem.	46
Figura 32 – Geometria ideal de esterçamento.	48

Figura 33 – Manobrabilidade em baixa velocidade.....	49
Figura 34 – Manobrabilidade em alta velocidade.....	50
Figura 35 – Fluxograma da metodologia do trabalho.....	52
Figura 36 – Suspensão dianteira.....	54
Figura 37 – Curso vertical do rodado dianteiro.....	55
Figura 38 – Suspensão traseira.....	56
Figura 39 – Curso vertical do rodado traseiro.....	57
Figura 40 – Sistema de direção.....	57
Figura 41 – Ganho no ângulo de inclinação.....	58
Figura 42 – Ângulo de esterçamento dos rodados.....	59
Figura 43 – Localização experimental do CG.....	60
Figura 44 – Localização experimental do CG.....	60
Figura 45 – Curva do modelo de pneu HOOSIER 6.0/18.0 LC0.....	62
Figura 46 – Rigidez mola traseira.....	62
Figura 47 – Amortecedor do tipo Penske PS-78PB.....	63
Figura 48 – Curva característica do amortecedor.....	63
Figura 57 – Curva de potência e torque do motor.....	64
Figura 50 – Relação de transmissão.....	64
Figura 51 – Detalhamento dos subsistemas.....	66
Figura 52 – Distribuição de massa e centro de inércia.....	67
Figura 53 – Interface do modelo de motor.....	68
Figura 54 – Interface do modelo da transmissão.....	68
Figura 55 – Interface do modelo de freio.....	69
Figura 56 – Interface do modelo de direção.....	70
Figura 57 – Modelo cinemático da direção.....	70
Figura 67 – Curva do esterço em função do curso de cremalheira.....	71
Figura 59 – Interface do modelo da suspensão dianteira.....	71
Figura 60 – Comportamento cinemático da suspensão dianteira.....	72
Figura 61 – Ângulo de cáster em função do deslocamento da suspensão.....	72
Figura 62 – Deslocamento longitudinal em função do deslocamento da suspensão....	73
Figura 63 – Ângulo de camber em função do deslocamento da suspensão dianteira...73	73
Figura 64 – Variação da bitola em função do deslocamento da suspensão.....	74
Figura 65 – Relação de divergência em função do deslocamento da suspensão.....	74
Figura 66 – Elementos de força para suspensão dianteira e traseiro.....	75

Figura 67 – Interface do modelo do pneu.	76
Figura 68 – Fórmula SAE RS7.	77
Figura 69 – Disposição da instrumentação.	78
Figura 70 – Aquisitor de dados - EDL3 MOTEC.	78
Figura 71 – Instalação - EDL3 MOTEC.	79
Figura 72 – Giroscópio.	80
Figura 73 – Sensor de pressão da linha de freio.	80
Figura 74 – Sensores de temperatura do pneu.	81
Figura 75 – Instalação dos acelerômetros.	82
Figura 76 – Potenciômetro linear – amortecedores.	82
Figura 77 – Potenciômetro linear – direção.	83
Figura 78 – Posicionamento dos extensômetros.	84
Figura 79 – Célula de carga	85
Figura 80 – Configuração da pista – “ <i>Skid pad</i> ”.	86
Figura 81 – Modelo da pista, “ <i>Skid pad</i> ” no Adams/Car.	87
Figura 82 – Interface do modelo da pista “ <i>Skid pad</i> ”- Carsim	87
Figura 83 – Definição da trajetória para a manobra do “ <i>Skid pad</i> ”.	88
Figura 84 – Modelo da Pista, “ <i>Skid pad</i> ” no Carsim.	88
Figura 85 – Manga de eixo com rastro mecânico de 25 mm.	89
Figura 86 – Velocidade longitudinal com veículo a 18Km/h.	90
Figura 87 – Velocidade longitudinal com veículo a 30Km/h.	90
Figura 88 – Ângulo de volante com veículo a 18Km/h.	91
Figura 89 – Ângulo de volante com veículo a 30Km/h.	91
Figura 90 – Aceleração lateral com veículo a 18Km/h.	92
Figura 91 – Aceleração lateral com veículo a 30Km/h.	92
Figura 92 – Velocidade de guinada com veículo a 18Km/h.	93
Figura 93 – Velocidade de guinada com veículo a 30Km/h.	93
Figura 94 – Comparativo entre os modelos para a manobra de “ <i>Skid pad</i> ”.	94
Figura 95 – Sinal do GPS.	94
Figura 96 – Transferência de cargas normais.	95
Figura 97 – Efeito da rolagem na simulação virtual.	96
Figura 98 – Esforço na coluna de direção com veículo a 18Km/h.	96
Figura 99 – Esforço na coluna de direção com veículo a 30Km/h.	97
Figura 100 – Deslocamento longitudinal do centro do cubo de roda.	98

Figura 101 – Manga de eixo-componente experimental	99
Figura 102 – Deslocamento longitudinal do centro do cubo de roda.	100
Figura 103 – Manga de eixo proposta com veículo a 30Km/h.	100
Figura 104 – Ângulo de volante com a manga proposta.	101
Figura 105 – Aceleração lateral com a manga proposta.	101
Figura 106 – Velocidade de guinada para manga proposta.	102
Figura 107 – Comparativo de esforço na coluna, com modelo experimental.	102
Figura 108 – Comparativo de esforço na coluna, com modelo multicorpos-Adams.	103
Figura 109 – Comparativo de esforço na coluna, com modelo do Carsim.	103
Figura 110 – Indicador de ganho na redução de torque.	104
Figura 111 – Semelhança entre os esforços – sensibilidade do modelo.	105
Figura 112 – Variação do ângulo de volante – sensibilidade do modelo.	106
Figura 113 – Semelhança entre os esforços – sensibilidade do modelo.	107
Figura 114 – Ângulo de camber em função do esterço – <i>Optimum Kinematic</i>	107
Figura 115 – Ângulo de deriva do pneu – sensibilidade do modelo.	108
Figura 116 – Ângulo de deriva do chassi – sensibilidade do modelo.	108
Figura 117 – Deslocamento lateral do pino mestre – primeiro cenário.	109
Figura 118 – Deslocamento lateral do pino mestre – segundo cenário.	109
Figura 119 – Semelhança entre os esforços – sensibilidade do modelo.	110
Figura 120 – Torque de auto alinhamento – sensibilidade do modelo.	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificação das juntas no modelo de suspensão dianteira.....	55
Tabela 2 - Classificação das juntas no modelo de suspensão traseira	56
Tabela 3 - Classificação das juntas no modelo da direção.	58
Tabela 4 - Parâmetros Geométricos.....	61
Tabela 5 - Relação de transmissão.....	65
Tabela 6 – Parâmetros do modelo do freio	65

LISTA DE SÍMBOLOS

ax – Aceleração longitudinal	[g]
ay – Aceleração lateral	[g]
$C\alpha$ – Rigidez lateral no pneu	[N/°]
$C\gamma$ - Rigidez de inclinação no pneu	[N/°]
FR – Força de resistência ao rolamento	[N]
Fy – Força lateral	[N]
FyC – Força lateral no pneu devido ao ângulo de inclinação	[N]
FyD – Força lateral no pneu devido ao ângulo de deriva	[N]
Fz – Força vertical no pneu	[N]
$h1$ – Distância vertical do CG até o centro de rolagem	[mm]
hCG – altura do CG em relação ao solo	[mm]
Kz – Rigidez vertical do pneu	[N/mm]
K – Gradiente de esterçamento	[°/g]
Ke – Rigidez equivalente da suspensão medida na roda	[N/mm]
Km – Rigidez da mola	[N/mm]
$K\phi f$ – Rigidez de rolagem dianteira	[N.mm/°]
$K\phi r$ – Rigidez de rolagem traseira	[N.mm/°]
L – Distância entre eixos	[mm]
Mx – Momento d inclinação do pneu	[N.mm]
Mz – Torque de auto alinhamento	[N.mm]
$M\phi$ – Momento de rolagem	[N.mm]
$M\phi F$ – Momento de rolagem dianteira	[N.mm]
$M\phi R$ – Momento de rolagem traseiro	[N.mm]
n – Número de pontos de medição	[-]
R – Raio da curva	[m]
rc – Raio carregado do pneu	[mm]
rd – Raio descarregado do pneu	[mm]
re – Raio efetivo do pneu	[mm]
Rk – Relação de instalação da mola	[-]
s – Relação de escorregamento do pneu	[-]
SH – Coeficiente de defasagem horizontal da fórmula mágica	[-]
SV – Coeficiente de defasagem vertical da fórmula mágica	[-]

$s(\bar{X})$ – Desvio padrão da média	[-]
t – Bitola	[mm]
tf – Bitola dianteira	[mm]
tr – Bitola traseira	[mm]
tp – Rastro pneumático	[mm]
V – Velocidade longitudinal do veículo	[km/h]
v – Vetor velocidade do pneu	[m/s]
W – Peso da do veículo	[N]
Ws – Peso da massa suspenso	[N]
\bar{X} – Média aritmética	[-]
α – Ângulo de deriva do pneu	[°]
β – Ângulo de deriva do chassi	[°]
γ – Ângulo de inclinação do pneu	[°]
δ – Ângulo de esterçamento	[°]
ΔFz – Variação de carga normal entre os eixos	[N]
ΔFzf – Variação de carga normal no eixo dianteiro	[N]
ΔFzr – Variação de carga normal no eixo traseiro	[N]
Δk – Deslocamento linear da mola	[mm]
$\Delta roda$ – Deslocamento vertical da roda	[mm]
Δx – Deslocamento da força normal no pneu no eixo X	[mm]
Δy – Deflexão do pneu no eixo Y	[mm]
Δz – Deflexão do pneu no eixo Z	[mm]
μR – Coeficiente de resistência ao rolamento	[-]
ϕ – Ângulo de rolagem do veículo	[°]
ω – Velocidade angular do pneu trativa	[rad/s]
ω_0 – Velocidade angular do pneu não trativa	[rad/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	19
1.1	Motivação.....	20
1.2	Objetivo.....	21
2	REVISÃO BIBLIOGRAFICA.....	22
2.1	Sistema de Direção	22
2.1.1	Direção manual.....	22
2.2	Sistema de suspensão - Conceito.....	27
2.2.1	Suspensão independente - Com duplo braço de controle.....	28
2.3	Suspensão e Direção – Terminologia e Geometria.....	30
2.3.1	Eixo do pino mestre.....	31
2.3.2	Ângulo de cáster.....	31
2.3.3	Deslocamento lateral do pino mestre.....	32
2.3.4	Rastro mecânico – “ <i>Mechanical Trail</i> ”.....	33
2.3.1	Momento produzido pela força lateral.....	34
2.3.2	Deslocamento frontal do pino mestre.....	35
2.3.3	Momento produzido pela força de tração.....	36
2.3.4	Ângulo de camber.....	37
2.3.5	Convergência e divergência.....	38
2.3.6	Cinemática do sistema de direção.....	39
2.4	Dinâmica veicular.....	40
2.4.1	Dinâmica lateral.....	41
2.4.2	Dinâmica dos rodados - influência e propriedades.....	42
2.4.3	Força lateral.....	42
2.4.4	Influência do ângulo de escorregamento na geração da força lateral.....	42
2.4.5	Influência do ângulo de cambagem na geração da força lateral.....	44
2.4.6	Rastro pneumático.....	45

2.4.7	Influência do movimento de rolagem na dinâmica lateral.....	45
2.4.8	Momento de rolagem.....	46
2.4.9	Esterçamento em baixa velocidade.....	48
2.4.10	Esterçamento em alta velocidade.....	50
3	METODOLOGIA.....	52
3.1	Modelo em Sistema de Multicorpos MSC ADAMS/Car.....	53
3.1.1	Suspensão dianteira.....	54
3.1.2	Suspensão traseira.....	56
3.1.3	Sistema de direção.....	57
3.1.4	Chassi.....	59
3.1.5	Pneu e roda.....	61
3.1.6	Molas.....	62
3.1.7	Amortecedores.....	63
3.1.8	Motor e Transmissão.....	64
3.1.9	Freios.....	65
3.2	Modelo Dinâmico CARSIM.....	65
3.2.1	Modelagem do veículo.....	66
3.2.2	Distribuição de massa e momento de inércia.....	67
3.2.3	Motor e transmissão.....	67
3.2.4	Freios.....	68
3.2.5	Direção.....	69
3.2.6	Suspensão dianteira.....	71
3.2.7	Suspensão traseira.....	75
3.2.8	Molas e amortecedores traseiros e dianteiros.....	75
3.2.9	Sistema de modelagem do pneu.....	76
3.3	Modelo Experimental.....	76
3.3.1	Aquisitor de dados.....	78

3.3.2	Sistema giroscópico.....	79
3.3.3	Sensor de pressão de freio.....	80
3.3.4	Sensor de temperatura dos pneus.....	81
3.3.5	Acelerômetros.....	81
3.3.6	Potenciômetro linear.....	82
3.3.7	Extensometria na coluna de direção.....	83
4	VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA DINÂMICA E MULTICORPOS.....	86
4.1	Proposta para redução de torque ao volante de direção.....	97
4.2	Sensibilidade do modelo Carsim frente a outros parâmetros geométricos.....	104
5	CONCLUSÃO.....	112
6	RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS.....	115
	Referências.....	116

1 INTRODUÇÃO

Erasmus Darwin, renomado médico por formação, foi o primeiro a propor um sistema de direção, com seus rabiscos geométricos, de acordo com a publicação de Desmond George King-Hele em 1999. Pela primeira vez, um sistema poderia funcionar por girar diferentemente as rodas esquerda e direita em vez de virar o eixo todo. Isto criava uma situação de transporte estável, e é o princípio utilizado por todos os veículos modernos.

Darwin, em 1759, construiu uma carruagem com este modelo de direção que foi utilizado por décadas ao longo de milhares de quilômetros de estradas esburacadas para visitar seus pacientes, a figura 1 revela o esforço, que por medo de perder credibilidade em sua carreira médica Darwin não a patenteou.

Até onde se tem relato na história, como citado por (MARTINS, 2010), foram construídas cinco carruagens com o sistema de Darwin, pois, para grande maioria dos construtores da época, se tratava de um sistema muito complexo que poderia ocasionar grande dificuldade de manutenção. Em 1817, Georg Lankensperger, um construtor de carruagens de Munich, utilizando como referência o princípio de Darwin, refez o esquema geométrico com um novo conceito batizado de direção trapezoidal com o intuito de patenteá-lo em seu nome. O conceito ganhou força somente quando, por interesse em difundir a idéia no Reino Unido, Lankensperger fez um convite ao também construtor de carruagens, o alemão Rudolf Ackerman, conhecido por suas publicações na época.

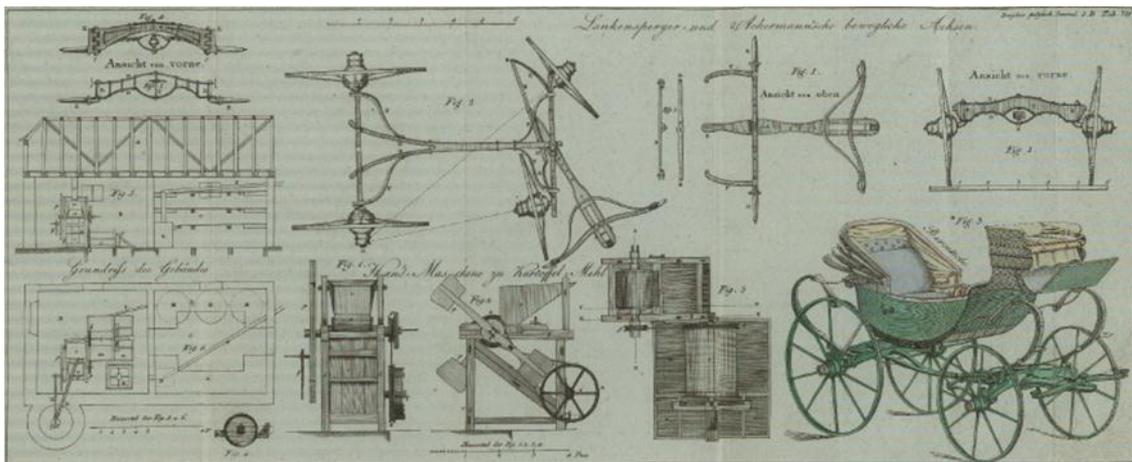


Figura 1 – Geometria de direção de uma carruagem.
Fonte: “Erasmus Darwin-A Life of Unequalled Achievement”.

De acordo com o “*The Repetir of Arts*”, Ackerman publicou em seu nome a patente “*Improvements on axletrees to four-wheel carriages*” em 27 de Janeiro de 1818.

Modificações notáveis ocorreram apenas com o surgimento da direção hidráulica no início da década de 50 quando, nos EUA, a Chrysler introduziu o conceito no modelo Imperial. O que garantiu maior conforto aos motoristas da época.

Durante o início dos anos 80, empresas como ZF Servotronic e Dana, apresentaram ao mercado um conceito Elétrico Hidráulico (EHPS), que dissociava a bomba hidráulica do motor, tornando-a um sistema elétrico quando necessário. No entanto, o (EHPS) ainda é um sistema hidráulico.

Nos anos 90, a Honda introduziu no modelo NSX o conceito (EPS), totalmente elétrico e livre do sistema hidráulico, com peso baixo e controle eletrônico de relação variável. O sistema EPS consiste de um pinhão e cremalheira com motor elétrico instalado concentricamente ao redor da caixa de direção.

O conceito de sistema de direção puramente eletroeletrônico “*steer-by-wire*”, é atraente para os projetistas, pois realizaria a função desejada, tornando o sistema mais simples e com custo reduzido em relação aos sistemas atuais. No entanto, a barreira mais óbvia é a preocupação dos consumidores com relação à falha no sistema, que pode gerar o desligamento completo da assistência causando desconforto e risco na perda de controle da direção, enquanto que os sistemas hidráulicos e elétricos mantêm uma ligação mecânica (coluna de direção, caixa e terminais) e ainda continuam a funcionar.

Desta maneira nota-se que independente da assistência que a direção venha a ter, a trajetória que o piloto deseja seguir irá indiscutivelmente passar por um sistema manual, o conforto e sensibilidade que o condutor espera será base deste estudo e pode começar a ser explorado trabalhando parâmetros geométricos do sistema de direção e suspensão.

1.1 Motivação

O custo elevado do petróleo nas últimas décadas provocou uma maior atenção aos veículos de baixo consumo. Por outro lado, ações do governo como o INOVAR, que estabelece redução do consumo com foco na sustentabilidade, provocam uma disputa acirrada entre as montadoras para oferecer o melhor conteúdo pelo menor preço. Mas, na contra mão desta afirmação vem o custo de fabricação que para ser reduzido ao máximo, se apresenta conflitante com fatores como conforto, consumo e segurança.

Um item comumente utilizado pela maioria dos veículos fabricados atualmente é a Direção Assistida Hidraulicamente (HPS), que permite ao motorista maior conforto e

suavidade, em curvas de baixa velocidade e situações de estacionamento. Esse sistema acaba sendo item opcional, tendo um custo relativamente alto ao cliente final.

A motivação do trabalho vem na busca de soluções alternativas ao sistema de direção do veículo, sem o uso da assistência hidráulica ou elétrica. A motivação está ligada aos conceitos que são deixados para trás na elaboração de um projeto veicular, pois os parâmetros geométricos e cinemáticos que estão ligados ao veículo podem ser modificados promovendo um arranjo final que atenda aos requisitos de conforto, segurança e desempenho.

1.2 Objetivo

O objetivo geral do trabalho é propor arranjos geométricos e cinemáticos de um sistema de direção que atenda a redução no esforço na coluna de direção, prevendo a sensibilidade do modelo e sua eficiência, permitindo conclusões precisas no acerto da dinâmica do veículo.

O objetivo específico é construir e validar um modelo multicorpos capaz de reproduzir o comportamento do veículo em uma pista de teste. Com isso pode-se analisar os diversos fenômenos causados quando o modelo computacional for submetido a entradas compatíveis com o teste, de modo a proporcionar uma ferramenta precisa no controle. Foi elaborada uma segunda ferramenta computacional, a fim de comparar o comportamento entre os modelos, no intuito de auxiliar na consolidação do estudo e servindo como parâmetro para medir a sensibilidade, caso outros dados de entrada fossem modificados.

2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

O conceito estabelecido por Rudolf Ackerman, em 1819, descreve com perfeição o esterçamento independente dos rodados, onde a roda interna gira com velocidade diferente da externa, dando maior estabilidade direcional, e criando assim, uma situação de transporte estável para a época.

2.1 Sistema de direção

Na história dos automóveis, sucessivas aproximações a adaptações tecnológicas foram se desenvolvendo em torno de um objetivo comum: viajar rápido, com comodidade e, sobretudo, com um mínimo de esforço ao condutor.

Três tipos de sistemas de direção são os mais utilizados:

- a) Direção Manual
- b) Direção com Assistência Hidráulica.
- c) Direção com Assistência Elétrica.

O objetivo a seguir será conceituar de maneira detalhada o sistema de direção manual que servirá como base de referência na metodologia e validação deste trabalho.

2.1.1 Direção Manual

Para o entendimento do sistema de direção manual se faz necessária a compreensão dos principais componentes que formam este sistema e suas respectivas funções para o funcionamento do mecanismo. A figura 2 permite uma visão detalhada destes componentes como:

a) Caixa de Direção que é responsável por servir de suporte aos terminais que ligam as mangas de eixo e do sistema pinhão cremalheira, a caixa de direção é fabricada de liga de alumínio, e é montada sobre coxins fixado no frame de veículos de passeio ou nas travessas das longarinas em pick-ups médias e caminhões.

b) Conjunto Pinhão/Cremalheira é responsável por transformar o movimento circular em movimento linear conforme figura 3, isto se dá devido ao movimento que o condutor impõe ao volante que está ligado diretamente ao pinhão, que aciona a cremalheira graças ao engrenamento plano que a mesma possui, transferindo o movimento linear aos terminais que estão ligados em suas extremidades.

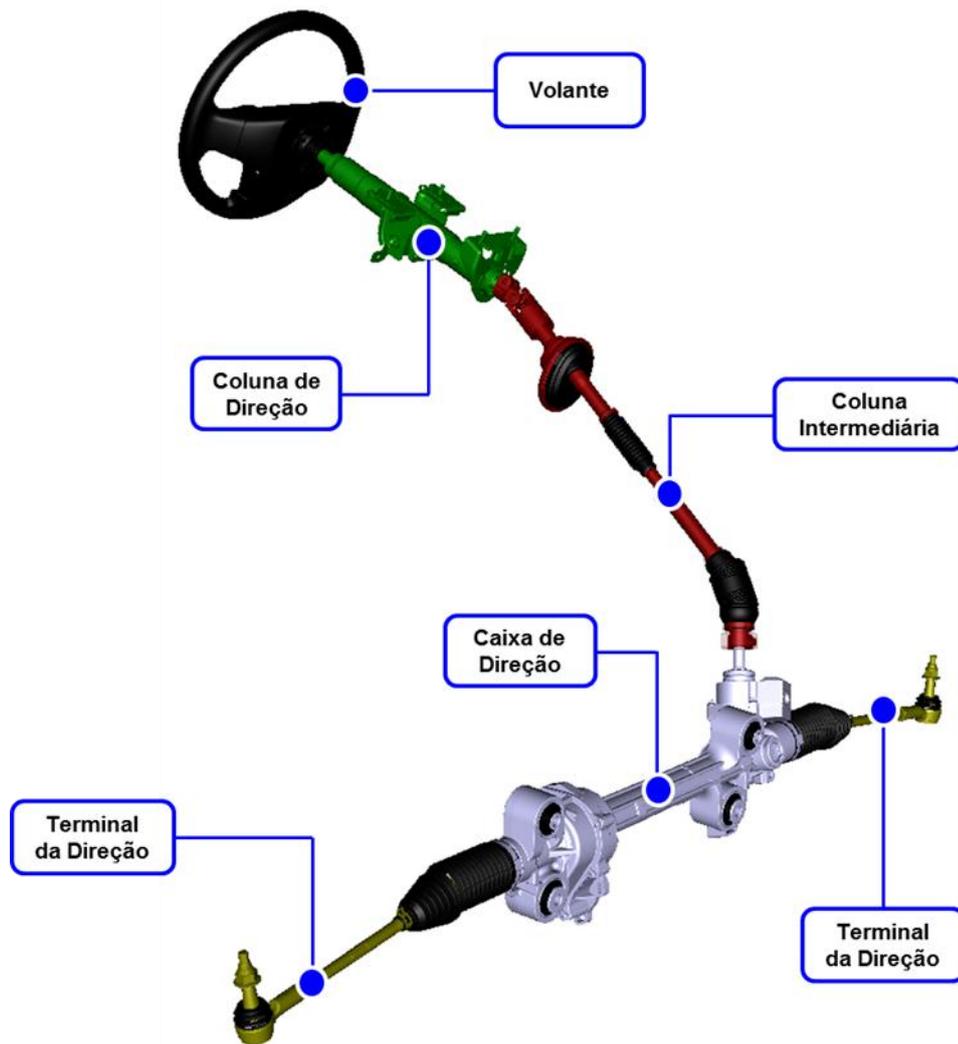


Figura 2 – Sistema de direção e seus componentes.
Fonte: Autor.

c) Terminais de Direção ou Barras como são chamados pela sua função de conectar as mangas de eixo ao sistema de pinhão/cremalheira, estes terminais são fabricados de aço e possuem em suas extremidades juntas esféricas conforme figura 4, que são responsáveis por garantir a articulação e liberdade que o sistema de suspensão necessita nas mais severas situações de trabalho. Os terminais são responsáveis por manter o controle direcional que o condutor impõe ao veículo.

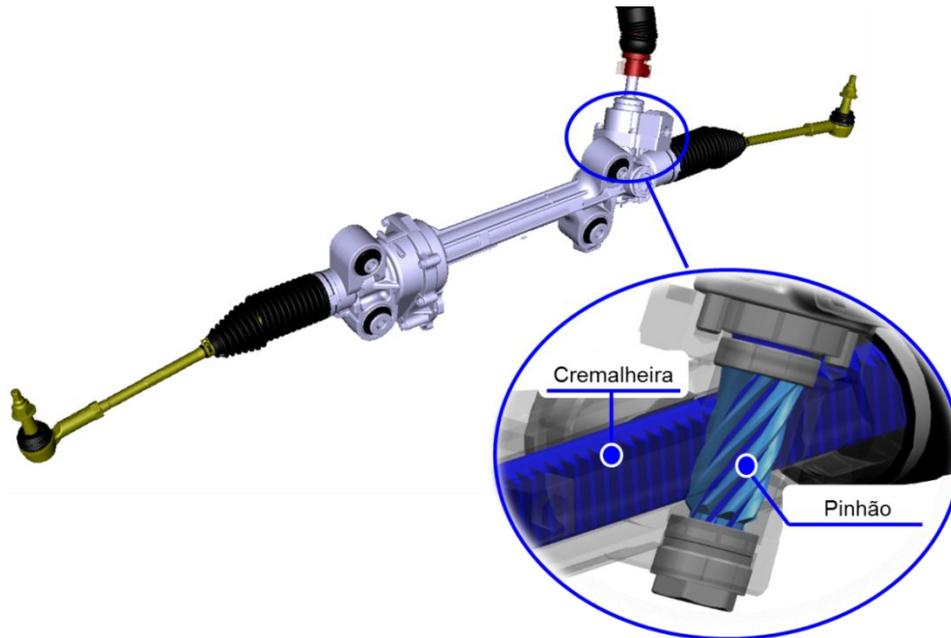


Figura 3 – Sistema de engrenamento pinhão e cremalheira.
Fonte: Autor.

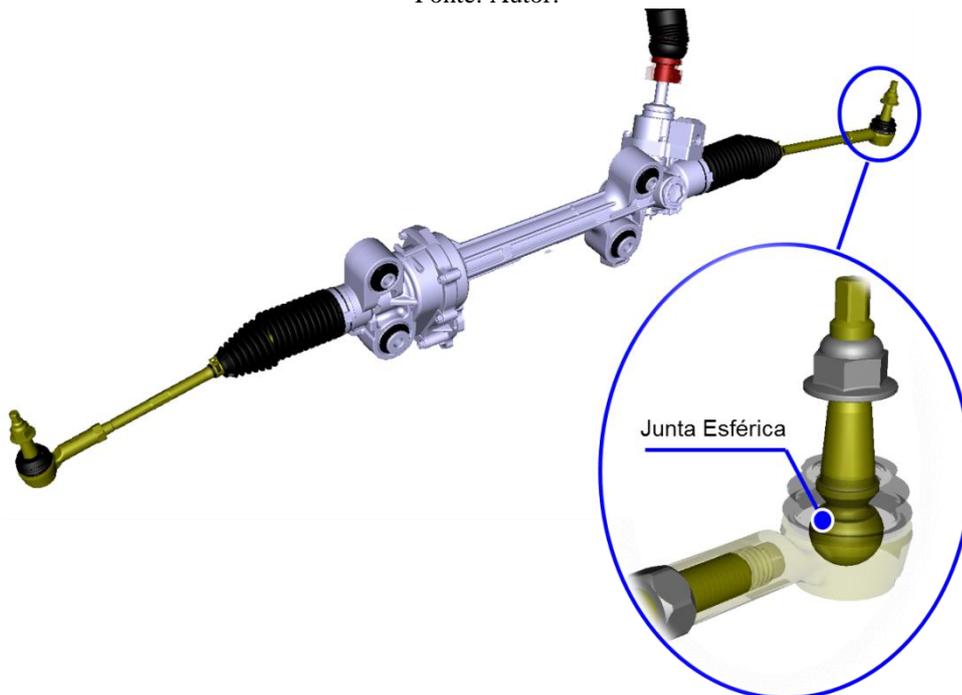


Figura 4 – Terminal da direção e junta esférica.
Fonte: Autor.

d) Coluna Intermediária, como o volante possui interface ao painel do veículo e a caixa de direção está fixa ao chassi é necessário que haja um meio intermediário de ligação capaz de reproduzir o movimento circular do volante, trabalhando de maneira articulada a um sistema telescópico (ponteira e luva estriada) visto com detalhe na figura 5. Este mecanismo ajuda a absorver deformações e vibrações em excesso geradas pela irregularidade do piso.

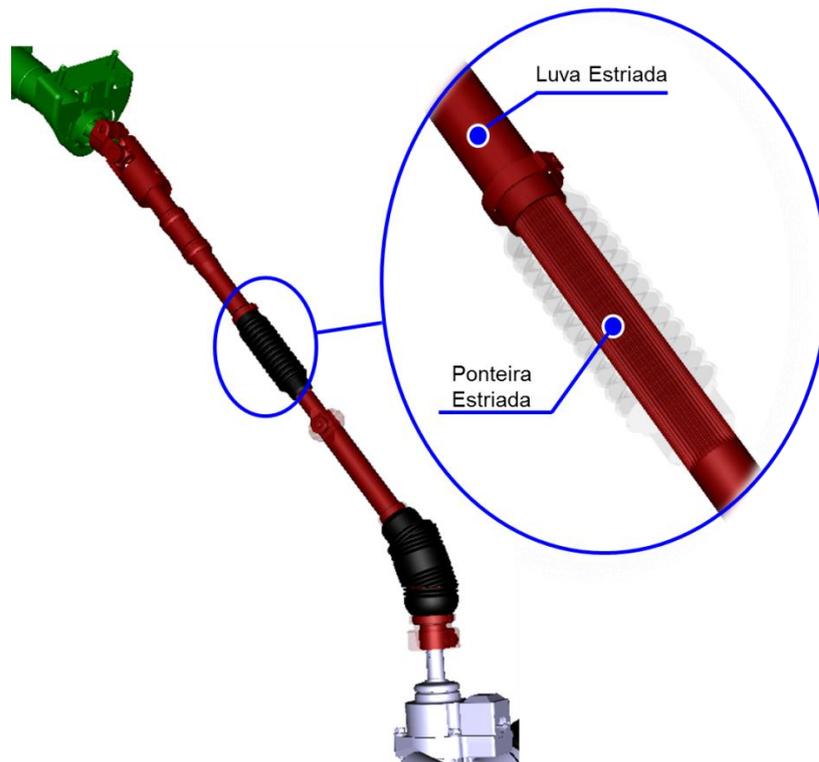


Figura 5 – Coluna intermediária com sistema telescópico.
Fonte: Autor.

e) Coluna da direção é responsável por suportar o volante. A coluna é fixa a estrutura metálica do painel do veículo e é fabricada em aço que passa por um processo de estampagem. Na coluna de direção está o mecanismo que permite a regulagem de altura do volante em veículos de custo mais elevado.

f) Volante é o elo entre condutor e veículo. Esse componente com formato preferencialmente circular possui estrutura tubular de aço ou liga de alumínio, e é revestido de uma espuma expansiva de alta densidade. O volante é o único componente do sistema de direção visível ao condutor, e dessa maneira, acaba sendo revestido com materiais que proporcionam melhores acabamentos.

Para obter a máxima eficiência do conjunto de direção e estabelecer o dimensionamento ideal do sistema, é necessário no desenvolvimento do veículo uma preocupação com o posicionamento dos terminais responsáveis por ligar à manga de eixo a caixa de direção. A interação cinemática para localizar a posição adequada dos terminais da direção quando se utiliza uma suspensão com duplo braço de controle é citada por (Reimpell, Stoll, Betzler, 2001).

A figura 6 mostra uma visão de topo do ponto “U”, responsável por ligar à extremidade do terminal à manga de eixo. Normalmente, para se evitar desgaste prematuro nos componentes da direção à suspensão deve ser projetada para que esse ponto esteja no

plano horizontal do centro da roda, e alinhado com a intersecção que a linha do pino mestre faz sobre este mesmo plano. Essa intersecção deve ser deslocada até cruzar com a linha geométrica que define o ângulo de Ackerman (Chicuta, 2014).

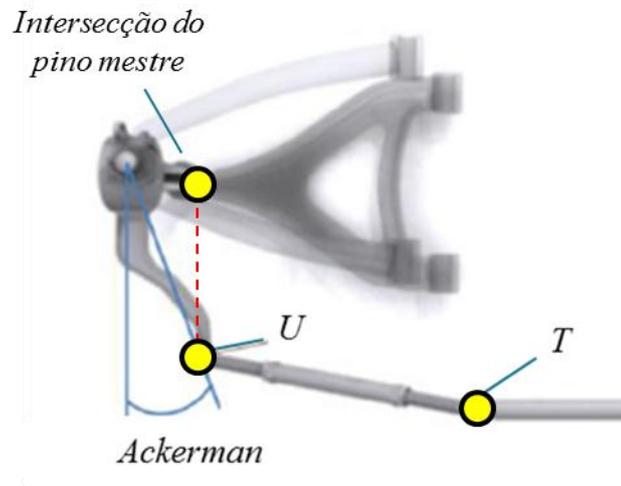


Figura 6 – Localização do terminal de direção à manga de eixo.
Fonte: Autor “adaptado de” Chicuta, 2014.

Para encontrar a localização adequada para o ponto superior do terminal na caixa de direção é necessário encontrar o centro de rotação P1, que por sua vez se trata da intersecção entre os segmentos de reta “EC” e “GD”, projetadas no plano YZ, como mostrado na figura 7.

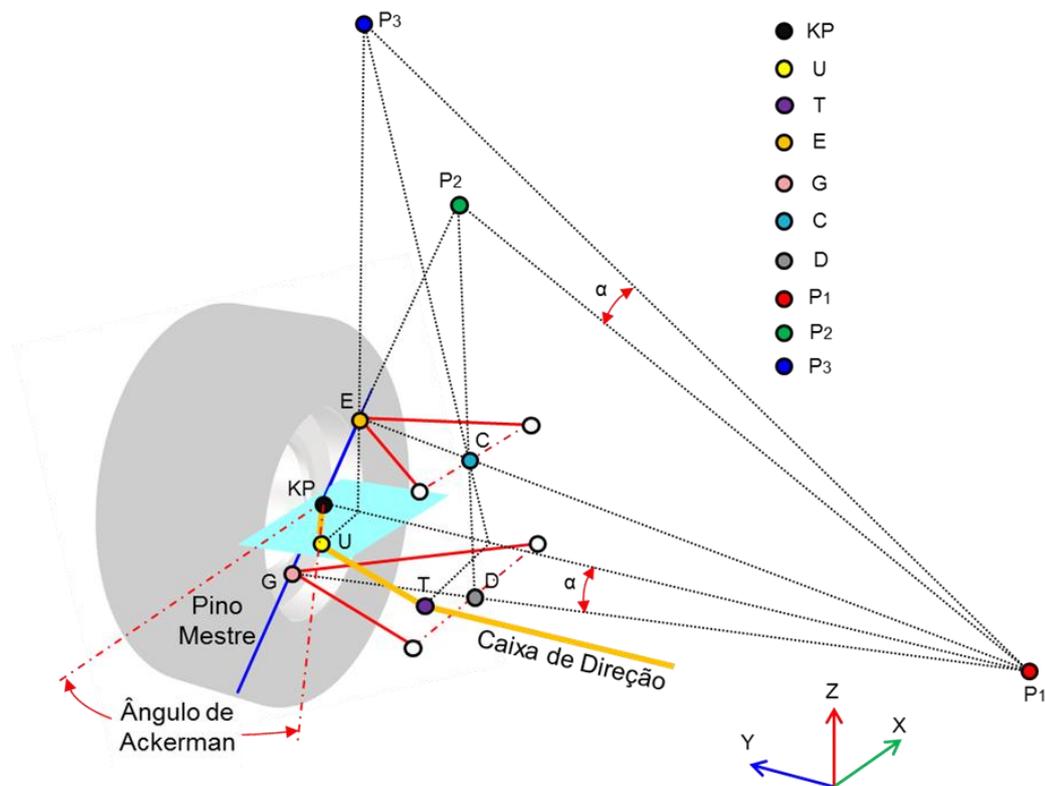


Figura 7 – Localização do terminal a caixa de direção.
Fonte: Autor.

O passo seguinte trata-se da localização do ponto P2, que será a intersecção do prolongamento entre a linha do pino mestre “EG”, com a linha que passa pelos pontos “CD” dos braços de controle, ambas projetadas no plano YZ.

Através da projeção do ponto “U” no plano YZ, traça-se uma linha até o ponto P1, surgindo o ângulo “ α ”.

Este ângulo será utilizado ao traçar uma reta infinita saindo de P1 acima da linha “P1P2”, por fim teremos P3 quando uma linha saindo do ponto “U” projetado no plano YZ, cortar o ponto “E” na direção da reta infinita, o cruzamento das retas formara P3.

Logo para encontrar o ponto “T”, basta traçar uma reta saindo do ponto P3 na direção do ponto “C”, extrapolando até que se tenha o cruzamento com a linha “UP1” projetado no plano YZ.

2.2 Sistema de suspensão - Conceito

A suspensão é o conjunto de componentes responsável por ligar as rodas a carroceria do veículo. Sua função principal está ligada à capacidade de absorver movimentos aleatórios gerados pela irregularidade dos diversos pisos, dando sustentação ao veículo minimizando as excitações. Dessa forma, o tipo de suspensão está ligado diretamente às características de dirigibilidade, em conformidade com a função do veículo.

Os tipos de suspensão podem ser divididos em dois grupos principais que são do tipo eixo rígido e independente.

Suspensões independentes restringem o movimento da massa não suspensa em relação ao chassi a uma única trajetória.

Suspensões de eixo rígido possuem rodas conectadas a extremidade do eixo, fazendo com que todo movimento gerado em um dos lados do eixo, seja transmitido para o outro lado.

As principais configurações são:

- a) Feixe de mola - Suspensão por eixo sólido.
- b) Braços estruturais - Suspensão independente.
- c) Amortecedor estrutural - Suspensão independente.
- d) Bandeja com duplo braço de controle - Suspensão independente.

A sequência do trabalho traz discussões apenas sobre a suspensão com duplo braço de controle, utilizada no Fórmula SAE RS7.

2.2.1 Suspensão independente - Com duplo braço de controle

A sua configuração apresenta dois braços de controle, um superior e outro inferior sendo o superior mais curto que o inferior nascendo então à sigla SLA “*Short - Long - Arm*”, ou batizada de “*Double Wishbone*”, conforme visto na figura 8. O conjunto ainda possui buchas coxinizadas que servem de elemento de fixação à carroceria, as juntas esféricas responsáveis por acoplar a manga de eixo, e o sistema de amortecedor e mola.

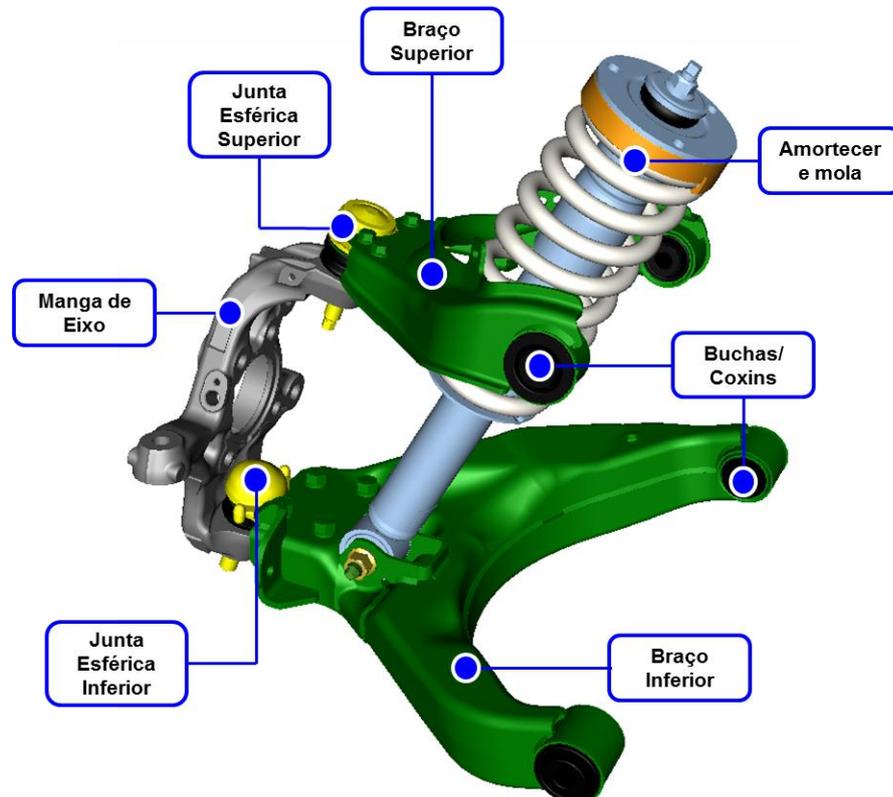


Figura 8 – Suspensão independente – duplo braço de controle.
Fonte: Autor.

A suspensão com duplo braço de controle é muito utilizada em veículos de competição, uma vez que suas características de projeto lhe conferem a possibilidade de se obter o máximo desempenho dos pneus e conseqüentemente do veículo.

O alto nível de desempenho conseguido por este tipo de suspensão é atribuído à capacidade de sua geometria gerar maior ganho negativo de cambagem das rodas quando a suspensão é comprimida, comparada aos demais sistemas. Isto acontece porque o braço superior curto faz com que a parte superior do cubo seja puxada para dentro mais intensamente que o braço inferior mais longo que move a parte inferior também nesta direção (Gillespie, 1992).

Este comportamento dos braços de controle faz com que em uma curva, na condição de rolagem do veículo, as rodas e os pneus externos permaneçam quase sempre

perpendiculares à pista, tornando máxima a potência disponível para o veículo executar a curva, evitando assim o desgaste excessivo dos pneus. Outra boa vantagem é que esta suspensão possui curso útil bem alongado, permitindo melhor arranjo dimensional com os demais componentes do veículo em torno de toda caixa de roda.

Como os braços são desiguais, permite posicionar o ponto de ancoragem no chassi a manga de eixo de tal maneira que resulte na variação do eixo de rolagem dianteiro e traseiro e conseqüentemente, mudar o centro rolagem do veículo, conforme figura 9.

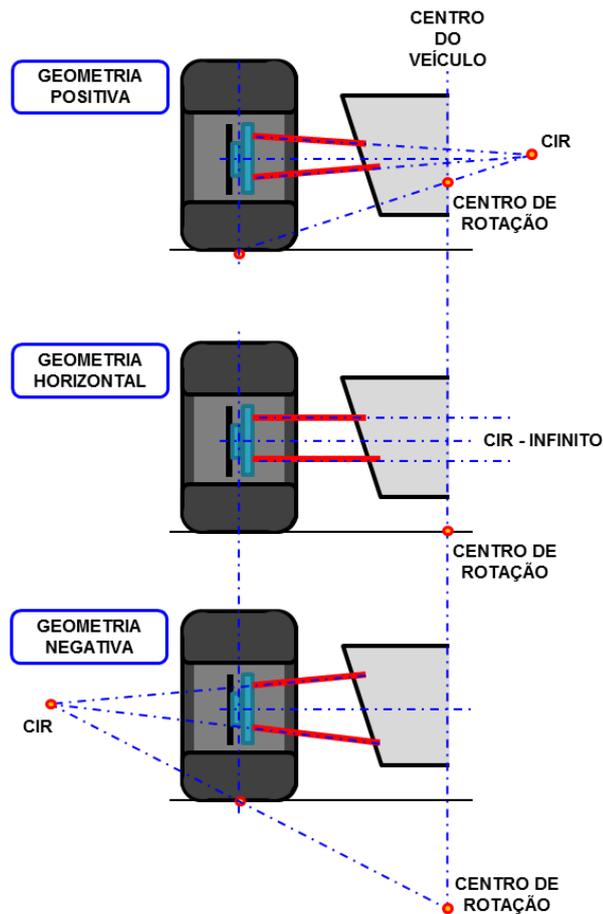


Figura 9 – Geometria dos braços de controle.
Fonte: Autor.

Outra característica importante da suspensão está associada ao posicionamento do braço de controle superior. Conforme figura 10, esta prática minimiza a tendência ao mergulho que os veículos estão sujeitos em uma situação de frenagem (Barreto, 1995).

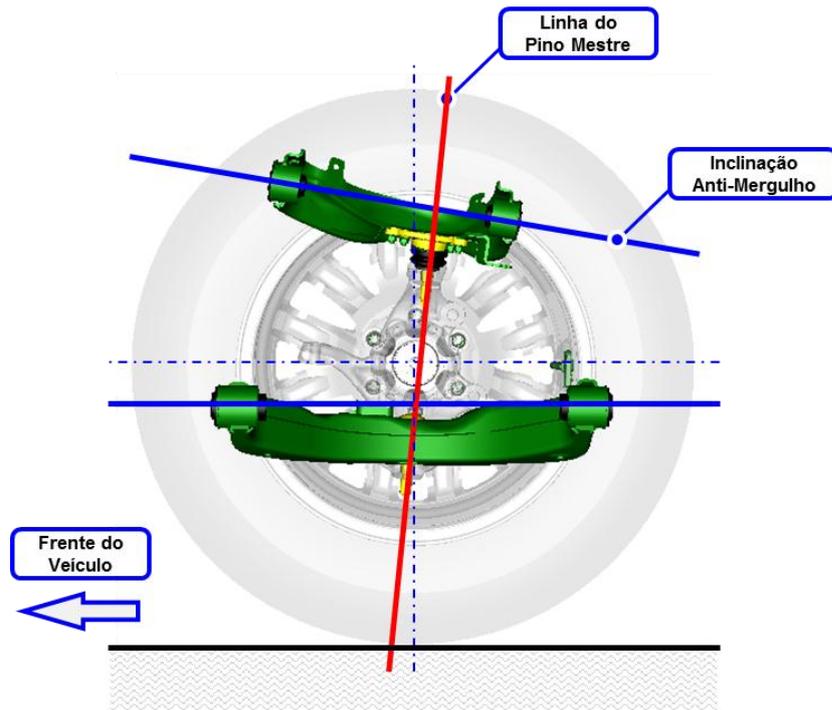


Figura 10 – Braço de controle superior - Geometria anti-mergulho.
Fonte: Autor.

2.3 Suspensão e Direção – Terminologia e Geometria

A importância no entendimento das forças e momentos gerados pelo comportamento dinâmico do veículo se inicia pela descrição do sistema de coordenadas. De acordo com a figura 11, baseado no sistema ISO, onde a coordenada “Z”, é positiva para cima.

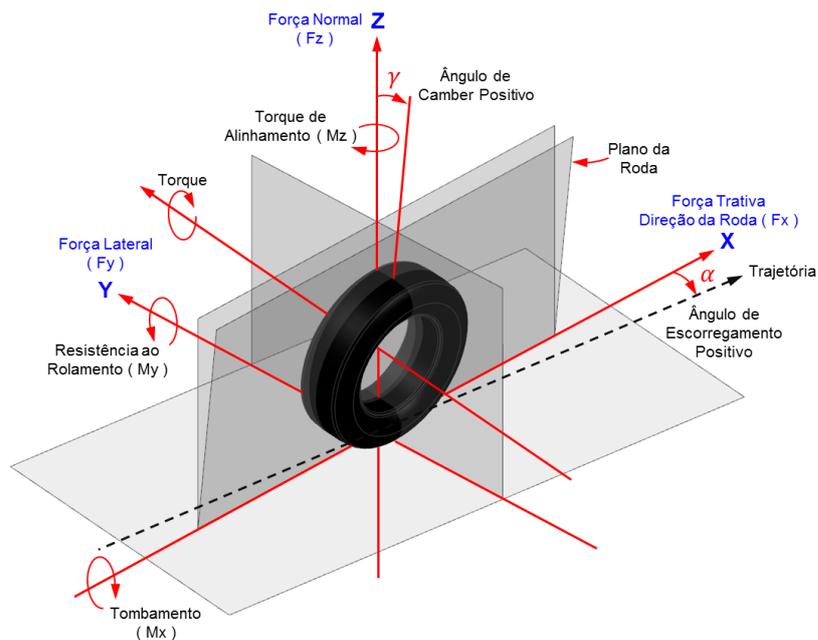


Figura 11 – Sistema de coordenadas ISO.
Fonte: Autor “adaptado de” Milliken, D. Milliken, W. 1995.

O sistema de coordenadas ISO servirá como base de referência na metodologia e validação deste trabalho.

2.3.1 Eixo do pino mestre

Corresponde ao eixo de rotação das rodas dianteiras em uma situação de esterçamento.

Este eixo pode ser definido como a linha imaginária entre os pontos de articulação superior e inferior da manga de eixo para uma suspensão com duplo braço de controle, conforme figura 12. A inclinação dessa linha imaginária possibilita maior ou menor esforço no esterçamento, permitindo também fazer com que a direção aponte para frente facilitando o retorno ao estado retilíneo, na condição de alinhamento do veículo.

Serão discutidos neste capítulo os parâmetros vitais associados à linha do pino mestre.

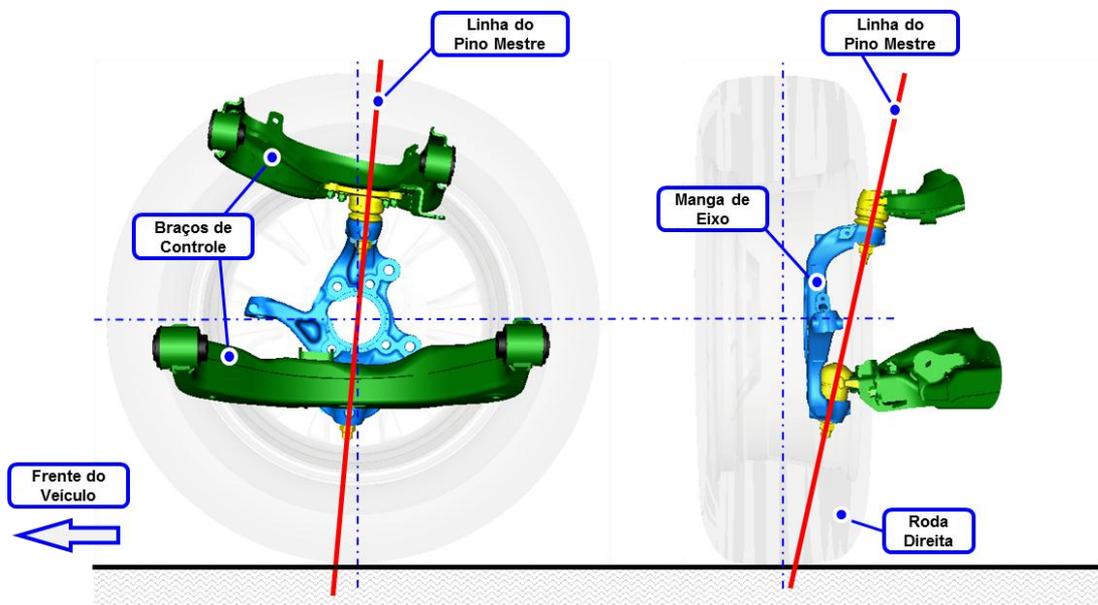


Figura 12 – Linha do pino mestre.
Fonte: Autor.

2.3.2 Ângulo de cáster

Cáster é o ângulo formado entre a linha do pino mestre e a linha vertical do centro de roda. As duas linhas podem ser projetadas em um plano lateral do veículo, gerando um ângulo que é considerado positivo quando a parte superior do pivotamento está inclinada para trás, conforme indicado na figura 13, e definida por “ ν ”. Uma variação do ângulo de 0° a 5° é recomendada para veículos de passeio (Gillespie, 1992).

Em condições onde o ângulo de cáster é nulo, desaparecem as forças que geram o chamado torque de auto alinhamento das rodas dianteiras.

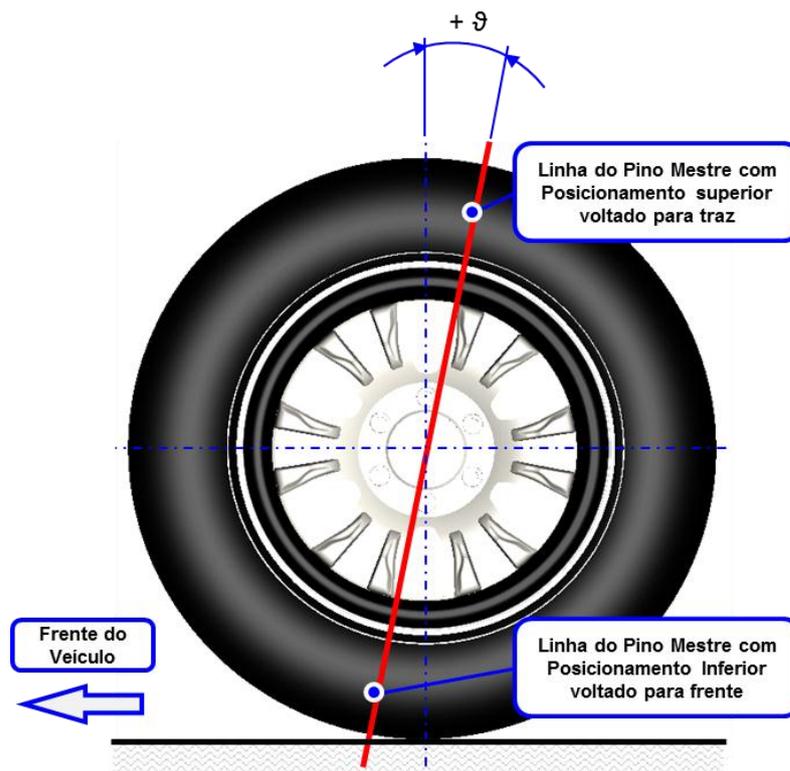


Figura 13 – Ângulo de cáster.
Fonte: Autor.

O prolongamento da linha do pino mestre, quando intercepta o solo à frente da área central de contato do pneu, faz com que este gere uma força que tende a realinhar a roda com a direção do deslocamento do veículo (Jazar, 2009).

Pode-se afirmar, então, que o ângulo de cáster elevado tende a favorecer a estabilidade, e isto pode ser um resultado de forças verticais nos pneus ou transferência de carga na condição de aceleração ou frenagem. No entanto, quanto maior o cáster empregado, maior será a cambagem e, conseqüentemente, maior será o esforço para girar o volante.

Normalmente em veículos de passeio e de competição, a inclinação positiva do ângulo de cáster, promove aos pneus condições de gerar forças laterais em uma trajetória de curva, onde o rodado interno ganha inclinação positiva e o rodado externo passa a ter inclinação negativa.

2.3.3 Deslocamento lateral do pino mestre

O deslocamento lateral do eixo do pino mestre é definido como sendo, a distância entre o ponto de intersecção da linha do pino mestre e a linha horizontal do centro de roda, com a linha vertical do centro do rodado, conforme ilustrado na figura 14.

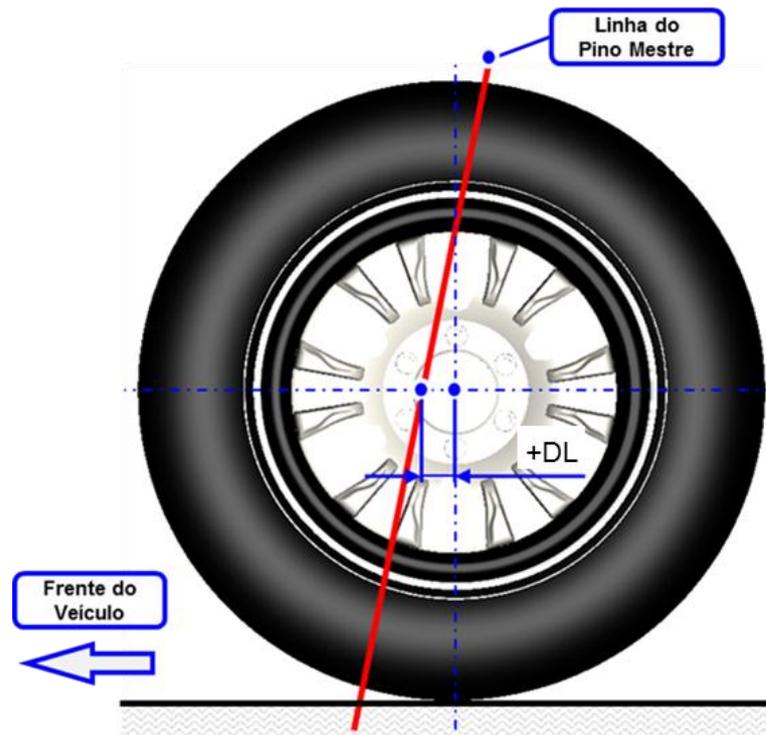


Figura 14 – Deslocamento lateral do pino mestre.
Fonte: Autor.

A dimensão “ DL ”, define o deslocamento lateral do pino mestre e possui valor positivo quando a intersecção ocorrer a frente do centro de roda, este deslocamento acaba acontecendo ainda na fase avançada na elaboração de uma arquitetura veicular, podendo ocorrer caso o pivotamento superior e inferior na manga de eixo sejam alterados, ou o cubo de roda seja deslocado para frente ou para trás (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

O ganho de estabilidade direcional com a variação deste parâmetro esta diretamente ligada ao ângulo de cáster, embora o deslocamento lateral do pino mestre não tenha a mesma capacidade de gerar força lateral.

2.3.4 Rastro mecânico – “*Mechanical Trail*”

Definido como sendo à distância projetada no solo entre a linha imaginária do pino mestre com o centro de roda, normalmente em veículos de passeio possui valores positivos conforme figura 15 e é definido pela dimensão “ Mt ” (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

Quando dispostos à frente do centro de roda promovem maior estabilidade direcional mesmo em situações assimétricas de atrito pneu/solo.

Parâmetros como ângulo de cáster, deslocamento lateral e frontal do pino mestre, assim como a geometria do pneu, estão todas diretamente ligados ao rastro mecânico, e podem ser tratados isoladamente ou em conjunto, no intuito de se obter respostas dinâmicas

no tocante a estabilidade e dirigibilidade. O domínio destes fatores geométricos também auxilia a entender o comportamento e as reações de forças e momentos geradas nos rodados.

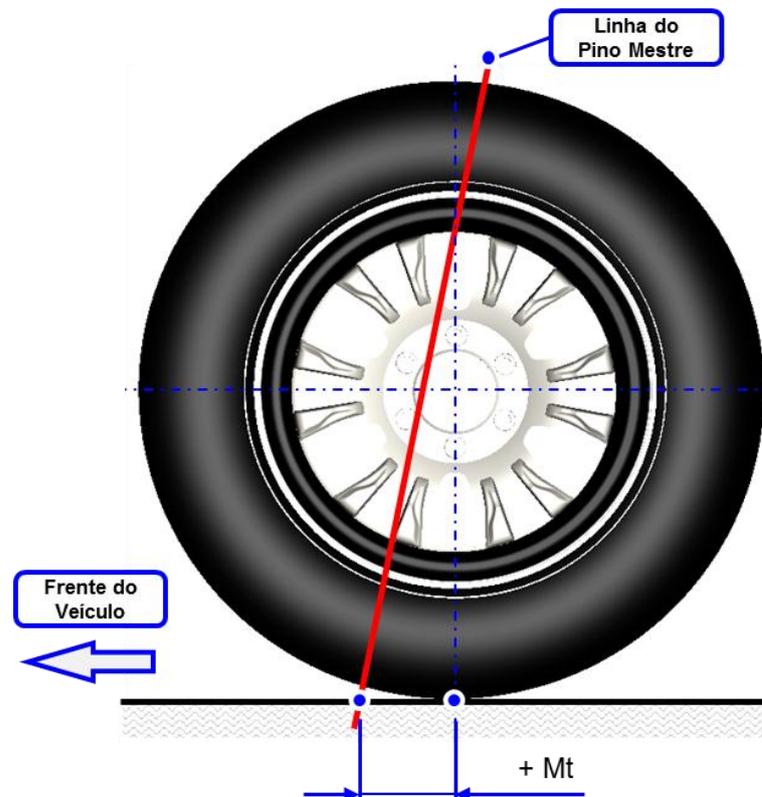


Figura 15 – Rastro mecânico.
Fonte: Autor.

Quando elevados valores de rastro mecânico são atribuídos a uma arquitetura veicular, o resultando de esforço percebido pelo condutor ao executar manobras em baixa velocidade, será alto.

2.3.1 Momento produzido pela força lateral

O rastro mecânico como mencionado, é o resultado geométrico que a linha do pino mestre produz no pavimento. Esta dimensão pode influenciar no momento produzido pela força lateral gerada nos rodados, na busca para manter a trajetória desejada em uma situação de curva. Na condição de câster positivo e desprezando o efeito do rastro pneumático, o binário produzido tende a alinhar os rodados auxiliando na estabilidade (Gillespie, 1992), conforme mostrado na figura 16.

O veículo sobre efeito da força lateral gera momento no centro de contato pneu/solo, e é expresso como sendo o produto entre a somatória da força lateral no pneu esquerdo " F_{yl} " e direito " F_{yr} ", com a componente do rastro mecânico que foi originada através do raio do pneu " r ", e o ângulo de câster " ν ".

O momento produzido pela força lateral " M_{FL} ", é descrito através da equação 1:

$$M_{FL} = (F_{yl} + F_{yr}) \cdot r \tan v \quad (1)$$

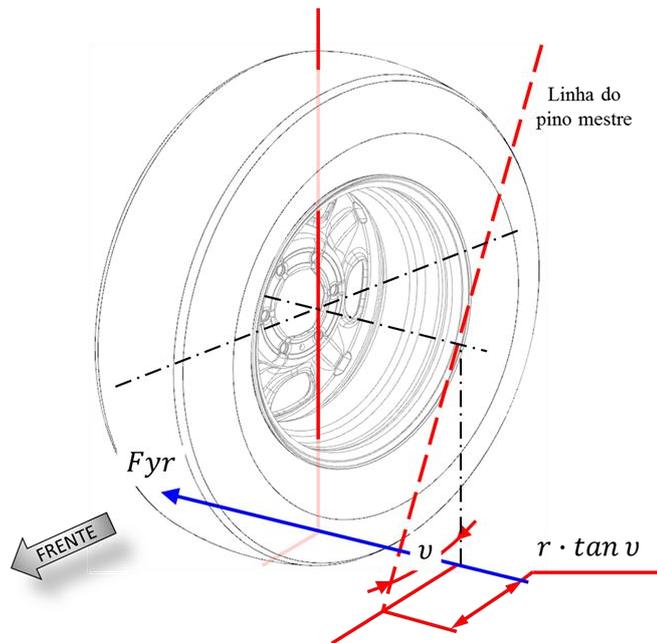


Figura 16 – Momento gerado pela força lateral.
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992.

2.3.2 Deslocamento frontal do pino mestre

O deslocamento frontal do pino mestre, conhecido como “*scrub radius*”, é definido como sendo à distância projetada da linha imaginária do pino mestre com o cruzamento da linha de centro da roda, em uma vista frontal projetada no solo. Este deslocamento será positivo quando a projeção estiver voltada para dentro, conforme figura 17 e representada pela dimensão “ Sr ” (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

Esses valores de deslocamento podem influenciar no esforço que o condutor faz ao girar o volante, pois quanto maior se apresentar maior será o desconforto e quanto menor o deslocamento lateral, menor será a sensibilidade do condutor as irregularidades do piso (Riley, 2008).

É correto afirmar que o câster não é o único responsável pelo chamado torque de auto alinhamento, mas sim, uma associação de outros parâmetros formando uma geometria ideal.

Outro fenômeno é o aumento na tendência do veículo em convergir ou divergir. Pois se veículo tiver tração dianteira, o deslocamento lateral positivo pode gerar maior convergência e se o deslocamento for negativo o veículo pode assumir uma condição de maior divergência nas rodas.

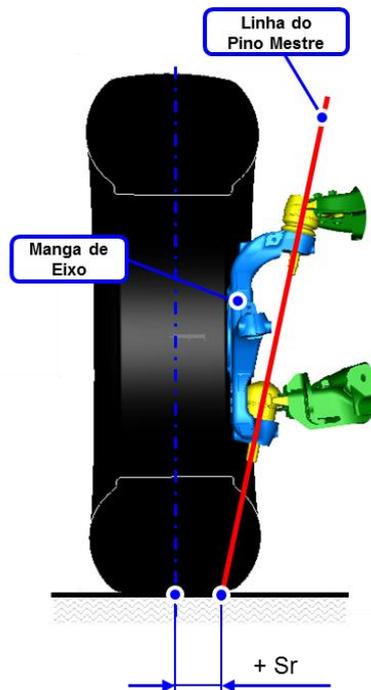


Figura 17 – Deslocamento frontal do pino mestre.
Fonte: Autor.

2.3.3 Momento produzido pela força de tração

É o produto entre a subtração da força de tração na roda dianteira esquerda “ F_{xl} ”, com a roda direita “ F_{xr} ”, pela dimensão “ Sr ”, conforme ilustrado na figura 18.

O momento produzido pela força longitudinal “ M_{FT} ”, é descrito pela equação 2.

$$M_{FT} = (F_{xl} + F_{xr}) \cdot Sr \quad (2)$$

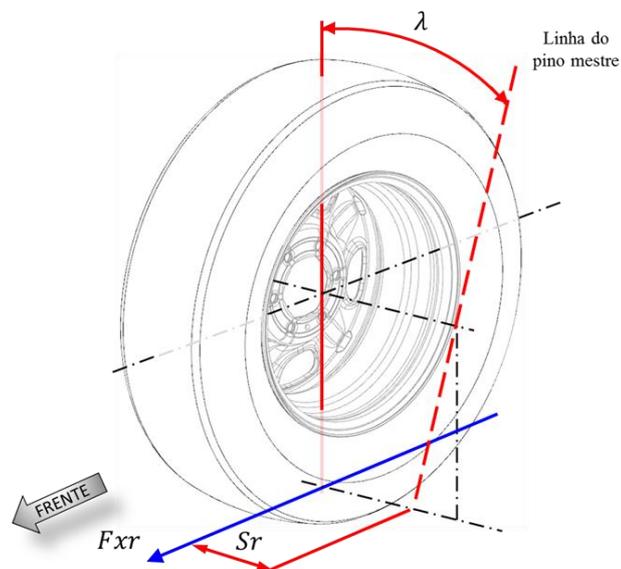


Figura 18 – Momento gerado pela força de tração.
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992.

Caso haja desbalanceamento do conjunto, por parte de componentes ligados ao semieixo ou ao conjunto de freio, surgirá um torque de esterçamento no volante, bem como um escorregamento assimétrico dos rodados, gerando diferença na banda de rodagem, e diminuindo a vida útil dos componentes (Gillespie, 1992).

2.3.4 Ângulo de camber

É o ângulo formado entre uma linha imaginária perpendicular ao solo e o plano da roda em uma vista frontal (Smith, 1978).

Pode-se definir que o ângulo de camber positivo é o plano tangente à roda, de tal modo que a parte superior do pneu incline-se para fora a partir da linha de centro do veículo conforme figura 19.

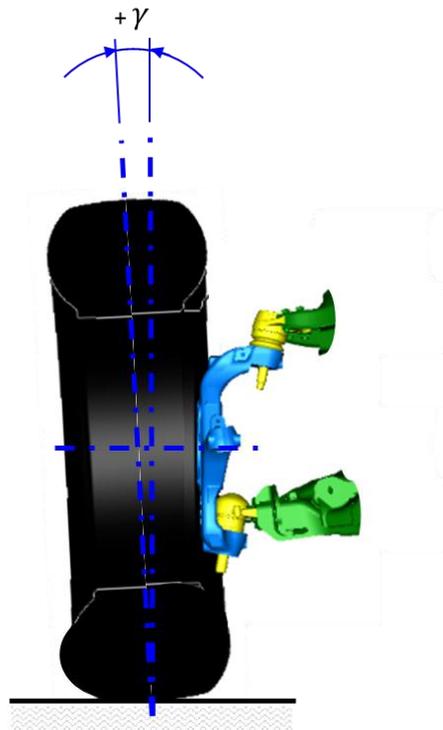


Figura 19 – Ângulo de camber.
Fonte: Autor.

Uma leve cambagem positiva nos rodados para veículos de passeio, proporcionaria uma condição perpendicular quando o veículo estiver carregado, resultando na diminuição do desgaste acentuado no ombro externo do pneu.

O camber negativo, é normalmente utilizado em veículos esportivos, pois possibilita aos rodados adquirirem maior capacidade de gerar força lateral. O resultado proporcionaria maior área de aderência no rodado com carregamento elevado, possibilitando maior capacidade trativa na saída de curvas, restaurando o equilíbrio direcional (Jazar, 2009).

2.3.5 Convergência e Divergência

Convergência segundo a norma DIN70020 é a diferença geométrica entre as dimensões “A e B”, conforme vista de topo na figura 20, onde “B”, possui maior valor.

Esta medida é feita entre os aros, na altura do centro de roda quando os mesmos estiverem na posição de linha reta.

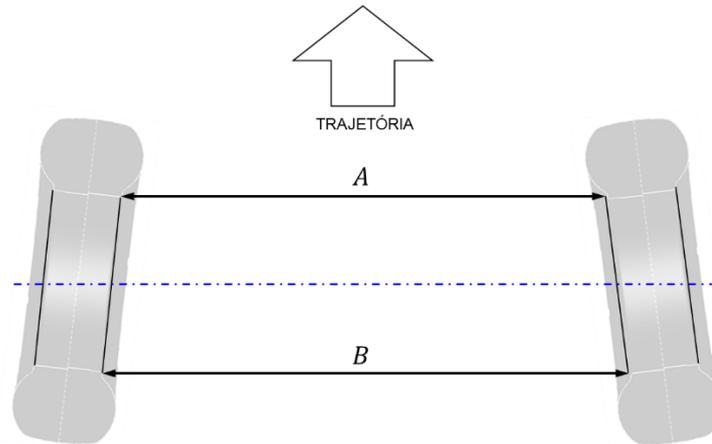


Figura 20 – Convergência.
Fonte: Autor “adaptado da” Norma DIN70020.

Na divergência ocorre exatamente o oposto, pois a dimensão “A” possui maior valor, fazendo a extremidade dos rodados dianteiros seguirem uma leve inclinação para fora do veículo, como ilustrado na figura 21.

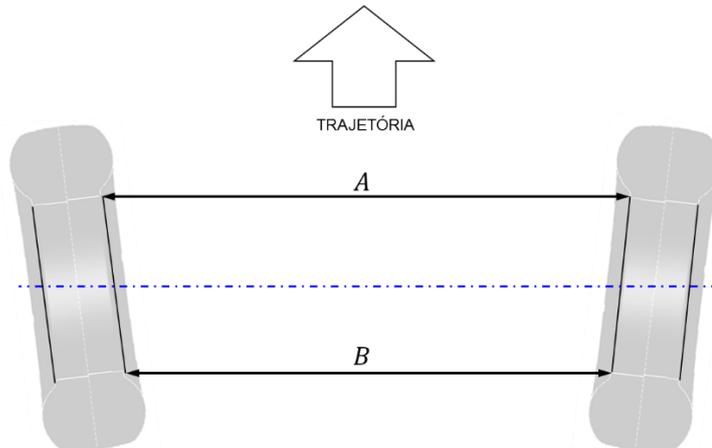


Figura 21 – Divergência.
Fonte: Autor “adaptado da” Norma DIN70020.

O desalinhamento promove o desgaste antecipado dos rodados, e é gerado justamente pela força longitudinal que surge na superfície de contato entre pneu e o pavimento, o momento produzido pela força longitudinal será transferido para os braços de direção.

Ganhos de tração são observados apartir do ajuste de convergência estática positiva e isso será um fator relevante em veículos para competição, que necessitam do menor escorregamento possível do pneu em uma situação de aceleração (Jazar, 2009).

Nos carros de passeio esta regulagem pode ser feita diretamente no terminal da direção ligado à roda, ajustando a porca sextavada que fica no tirante, conforme figura 22.

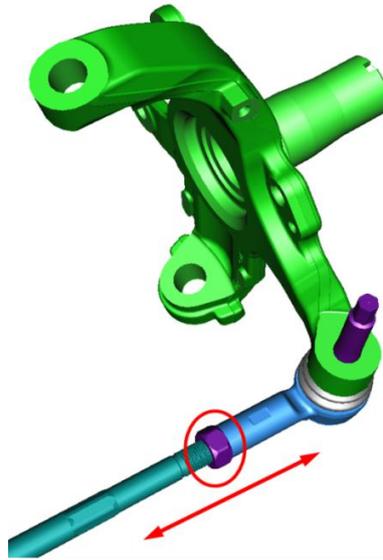


Figura 22 – Regulagem de convergência e divergência.
Fonte: Autor.

2.3.6 Cinemática do sistema de direção

Para veículos que esterçam as rodas dianteiras, a posição da caixa e dos terminais define se as rodas ficaram paralelas, ou se uma roda irá esterçar mais que a outra, em uma trajetória de curva. A diferença dos ângulos entre as rodas, externa e interna, são gerados pela geometria de Ackerman, ilustrada na figura 23.

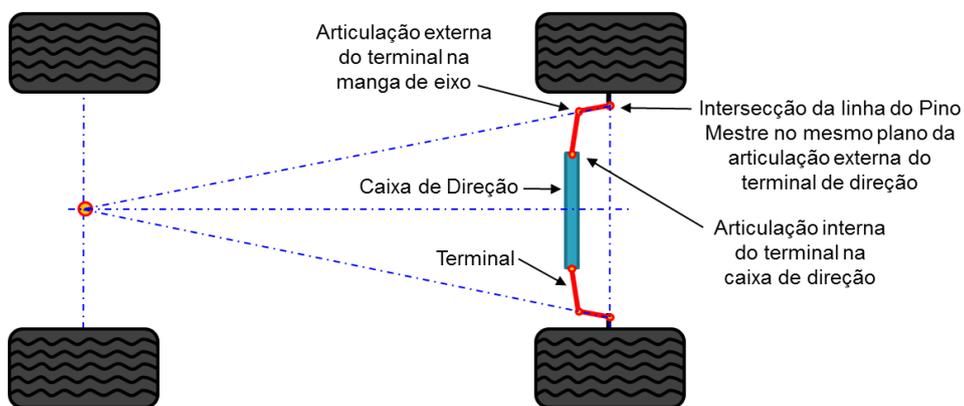


Figura 23 – Geometria de Ackerman, com a caixa de direção atrás do eixo.
Fonte: Autor “adaptado de” (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

A geometria de Ackerman é normalmente utilizada em veículos de passeio, onde não há grandes diferenças no ângulo de escorregamento entre pneu interno e externo, para o mesmo eixo.

Para veículos de competição que são expostos a acelerações laterais que chegam acerca de $1^\circ/g$, como o fórmula SAE, apresentam ângulos de escorregamento relativamente maiores nos rodados externos do que nos internos, a geometria de Ackerman reverso é recomendada, compensando o maior ângulo de deriva presente no pneu externo com o esterçamento maior do pneu interno (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

As três possibilidades para a geometria de direção, estão ilustradas na figura 24. O Fórmula RS7, foi projetado com a geometria de Ackerman positivo, como disposto na primeira imagem da ilustração, e que também será parâmetro na elaboração dos modelos computacionais.

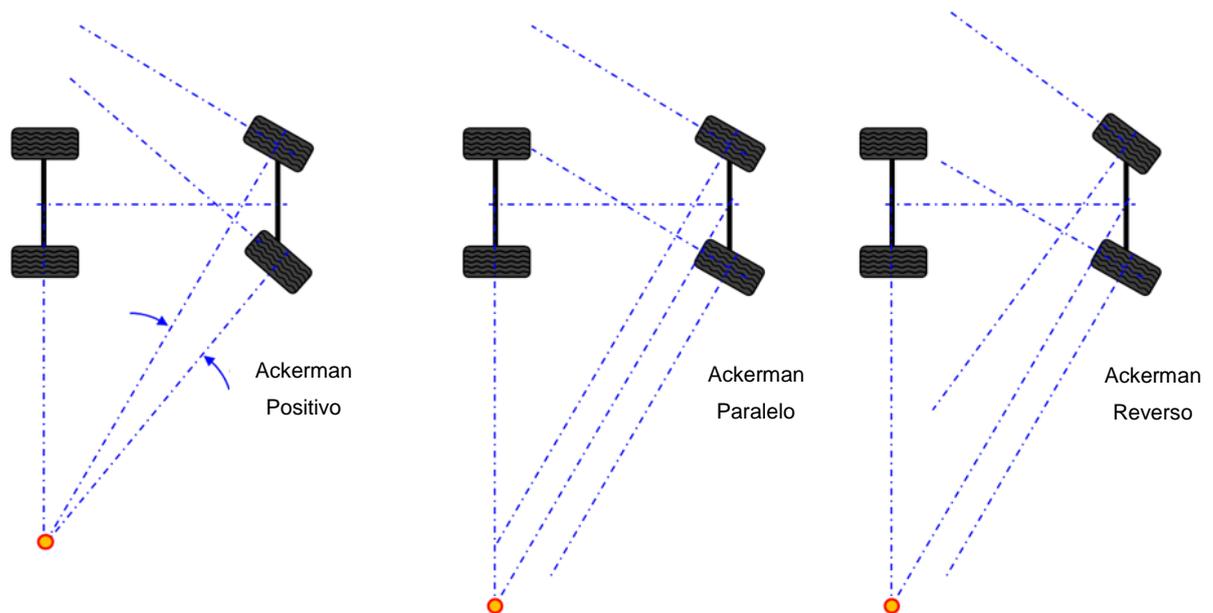


Figura 24 – Geometrias de direção.
Fonte: Autor “adaptado de” (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

2.4 Dinâmica veicular

A principal finalidade na análise da dinâmica veicular é determinar a magnitude dos esforços necessários para o deslocamento do veículo. Seja em condição de ordem de marcha ou carregamento, esses esforços cumprem um papel importante na obtenção do desempenho do veículo (Gillespie, 1992).

Grandezas como força resistiva, aceleração, velocidade máxima, capacidade de rampa, entre outras, são determinadas a partir dos dados de entrada, como dimensões e distribuições de massa do veículo.

A dinâmica como requisito básico na arquitetura de um veículo de competição possui características de controle e estabilidade, permitindo ao piloto operar no limite máximo de aceleração.

O comportamento entre veículo e condutor como algo inseparável, onde o piloto fornece a inteligência na troca de movimentos e o veículo responde com as forças de manobra.

A figura 25, ilustra esta relação generalizada, em que o condutor excita o veículo ao executar uma manobra, variando a aceleração, velocidade e frenagem, que sujeito a perturbações externas como mudança de pavimento e influência aerodinâmica, é imediatamente iniciada a resposta do veículo (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

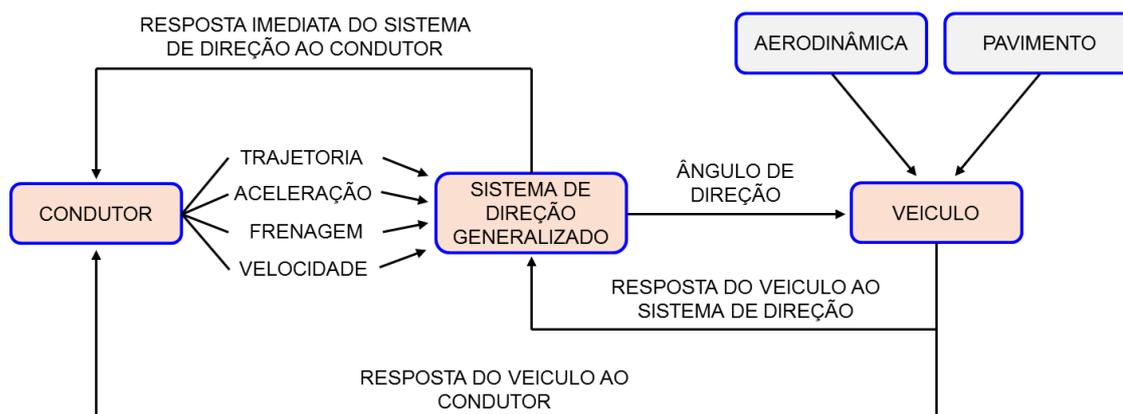


Figura 25 – Diagrama generalizado da relação dinâmica entre veículo e condutor.
Fonte: Autor “adaptado de” (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

2.4.1 Dinâmica lateral

A força de tração que a roda motriz aplica ao pneu, somado a forças internas e externas agindo sobre o corpo rígido em movimento, gera resposta na deformação da superfície de contato, como o pneu é o único componente do veículo que está em contato com o pavimento, este é considerado um dos elementos vitais para o entendimento do comportamento dinâmico lateral do veículo (Jazar, 2009).

Milhares de horas de desenvolvimento são destinadas anualmente a fim de se obter um modelo adequado a diversos tipos de aplicações, solicitações e pavimento. No entanto existe uma inúmera gama de variáveis que impossibilita a concepção de um modelo linear que atenda a regimes dinâmicos distintos e muitas vezes severos.

É correto afirmar que o comportamento do veículo está diretamente ligado ao desempenho do pneu, pois inúmeras considerações estão ligadas às características construtivas de cada rodado (Persegim, 2005).

2.4.2 Dinâmica dos rodados - influência e propriedades

A compreensão do efeito da força lateral de reação nos rodados inicia-se no entendimento do grau de escorregamento lateral que os mesmos estão sujeitos a suportar.

Outro parâmetro importante está relacionado à área de adesão, que esta ligada diretamente a sua forma construtiva.

A pressão de enchimento do pneu e a temperatura de trabalho influenciam consideravelmente no desempenho do veículo em situações reais.

Outro fator que deve ser levado em conta na geração de força lateral do rodado está relacionado ao ângulo de cambagem que o mesmo faz com solo.

A seguir, o trabalho busca retratar as propriedades básicas na influência que os rodados têm no comportamento dinâmico lateral do veículo.

2.4.3 Força lateral

A força lateral pode ser definida como sendo a resultante entre a somatória das forças geradas pelo ângulo de escorregamento “ α ”, e o ângulo de cambagem “ γ ”. A força lateral “ F_y ” é gerada nos rodados, e é responsável por manter o veículo na direção imposta pelo condutor em uma trajetória de curva (Gillespie, 1992).

2.4.4 Influência do ângulo de escorregamento na geração da força lateral

O ângulo de escorregamento pode ser definido como sendo o deslocamento angular entre o plano de rotação da roda na direção que o aro aponta, e o caminho que o pneu em movimento vai seguir sobre a superfície do pavimento. Em ordem de marcha, o veículo, para mudar de direção, depende da velocidade e do raio de curvatura, sendo que cada um dos rodados assumem algum valor de ângulo de escorregamento (Smith, 2004). Segundo o autor o ângulo de escorregamento “ α ”, produz uma componente de força lateral “ $F_{y\alpha}$ ”, conforme a equação 3:

$$F_{y\alpha} = C_{\alpha} \cdot \alpha \quad (3)$$

Sendo que a rigidez de curvatura “ $C\alpha$ ”, é definida como sendo a inclinação da curva “ F_y ” sobre o ângulo de escorregamento “ α ”, assumindo comportamento linear na zona elástica do rodado. Conforme ilustrado na figura 26.

Esta propriedade está associada a inúmeros parâmetros de entrada como: tipo do rodado (radial ou diagonal), dimensões, carga, pressão e desempenho da banda de rodagem.

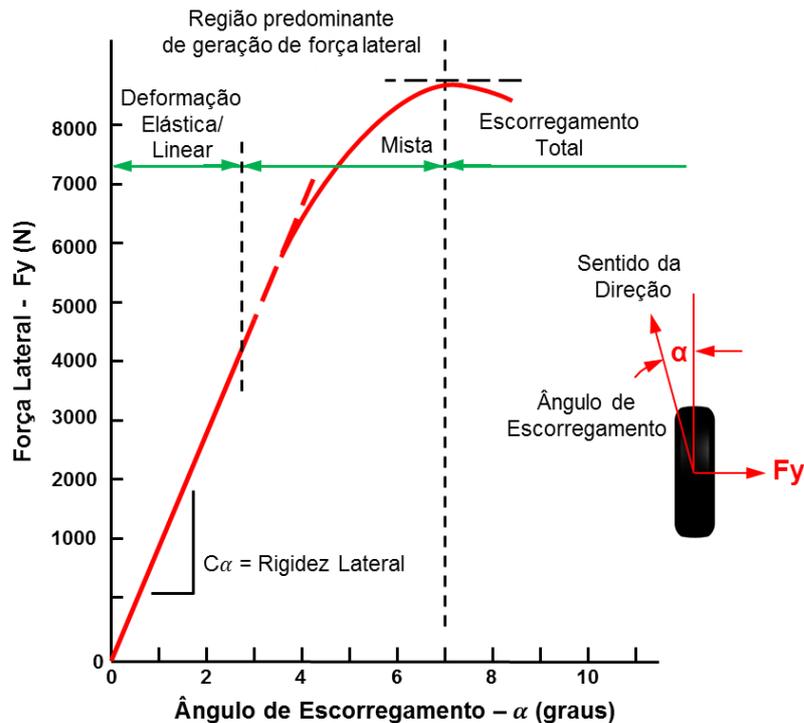


Figura 26 – Curva de rigidez lateral do pneu.
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992.

A força lateral ocorrerá em um ponto atrás do centro da roda numa direção que leva a tentar realinhar o pneu.

Na figura 27, nota-se a deformação da banda de rodagem à medida que se impõe velocidade ao veículo. Esta área de impressão é o resultado combinado da deformação lateral e longitudinal que o pneu sofre ao tentar seguir a trajetória do movimento imposto pelo condutor.

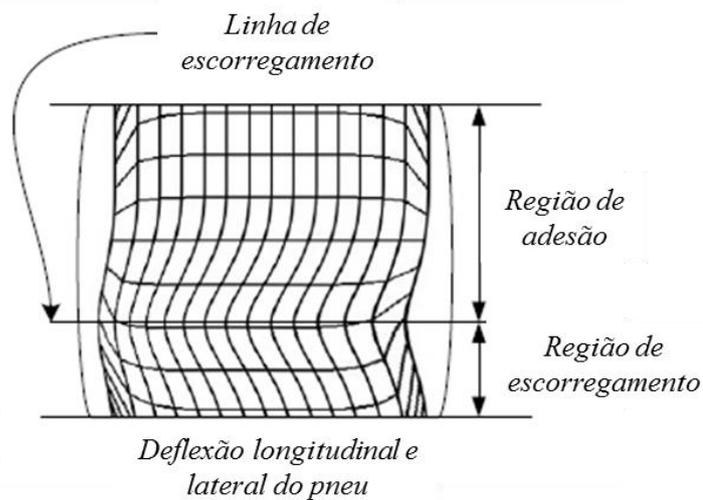


Figura 27 – Deflexão longitudinal e lateral do pneu.
 Fonte: Autor “adaptado de” Jazar, 2009.

2.4.5 Influência do ângulo de cambagem na geração da força lateral

O ângulo de cambagem é definido como sendo o ângulo formado entre uma linha imaginária perpendicular ao solo e o plano da roda em uma vista frontal. O ângulo de cambagem positivo ocorre quando a parte superior do pneu inclina-se para fora a partir da linha de centro do veículo. A força gerada pela cambagem é o resultado da assimetria que o rodado é submetido quando em contato ao solo, isto é visto na ilustração da figura 28 (Jazar, 2009).

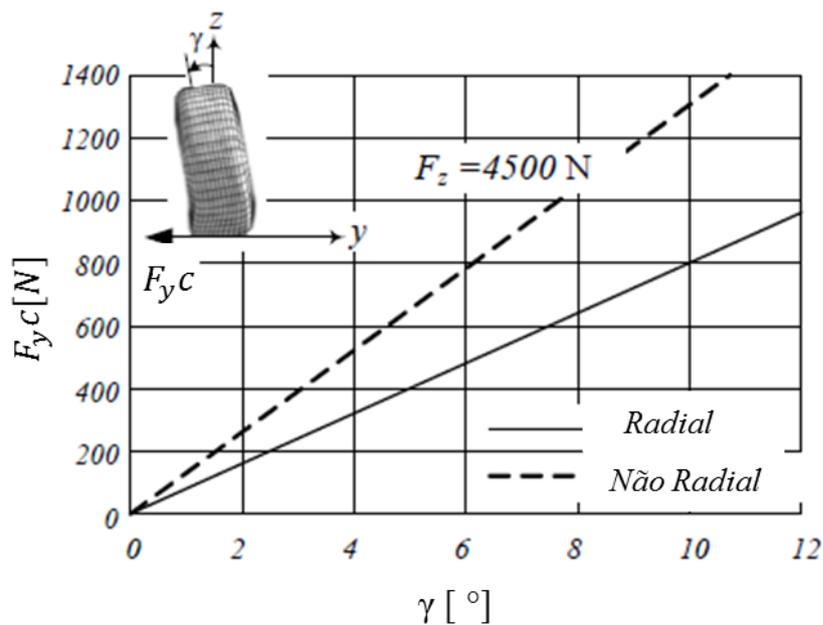


Figura 28 – Força lateral sobre influência da cambagem.
 Fonte: Autor “adaptado de” Jazar, 2009.

A componente da força lateral “ $F_{y\gamma}$ ”, sobre efeito da deformação do ângulo de camber esta ligada a rigidez de inclinação “ C_γ ”, e esta diretamente ligada à força vertical “ F_z ”, conforme disposto na equação 4:

$$F_{y\gamma} = C_\gamma \cdot \gamma \quad (4)$$

2.4.6 Rastro pneumático

O rastro pneumático é definido como sendo a impressão que o pneu faz ao solo margeando toda área atrás do eixo do pino mestre, como ilustrada na figura 29. Esta área pode variar o comportamento do veículo se submetida às variações de forças longitudinais e laterais. Com o aumento do ângulo de escorregamento lateral, devido ao acréscimo de velocidade e da transferência de carga, o rastro pneumático tende a reduzir o que compromete a estabilidade direcional do veículo, promovendo uma situação de sobreesterçamento (Milliken, D. Milliken, W. 1995).

O rastro pneumático juntamente com o rastro mecânico forma a geometria ideal de adesão pneu/solo na situação de tração ou frenagem do veículo e são facilmente percebidas pelo condutor ao esterçar o volante (Dixon, 1948).

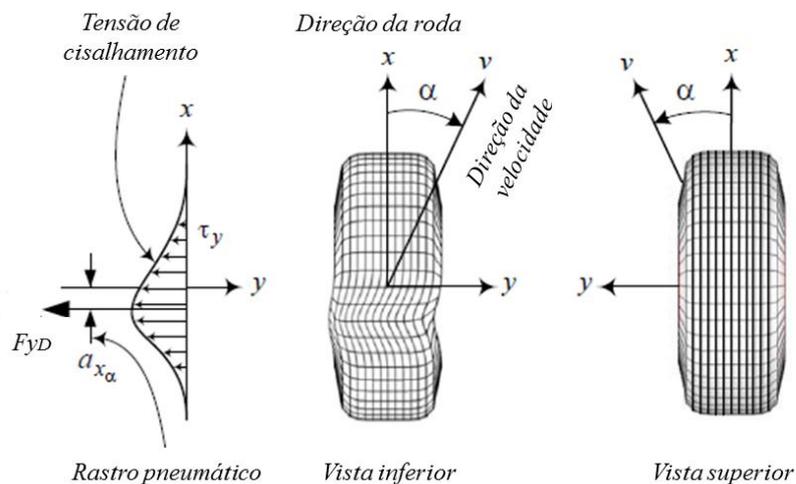


Figura 29 – Rastro pneumático.
Fonte: Autor “adaptado de” Jazar, 2009.

2.4.7 Influência do movimento de rolagem na dinâmica lateral

A atitude de rolagem deve ser compreendida como uma característica associada à transferência de carga, que não é linear, com base na força lateral gerada através dos rodados em uma situação de curva. Para um melhor entendimento, é necessário imaginar uma linha no centro do veículo interseccionando o centro de rolamento da suspensão traseira com o centro de rolamento da suspensão dianteira.

Como o trabalho se baseia em um modelo veicular para competição, com suspensão do tipo duplo braço de controle triangular, o centro de rolagem cinemático será a intersecção entre a linha imaginária que passa pelas articulações de cada braço, como ilustra a figura 30 (Reimpell, Stoll, Betzler, 2001).

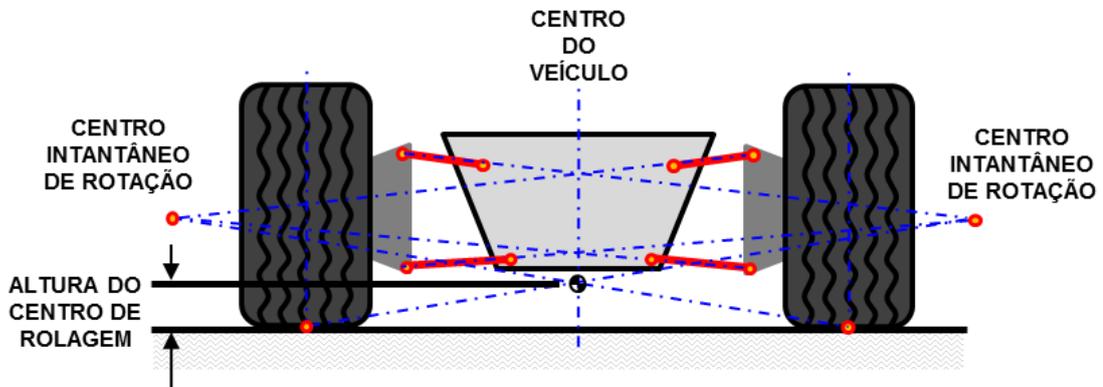


Figura 30 – Centro instantâneo de rolagem.
Fonte: Autor “adaptado de” Milliken, D. Milliken, W. 1995.

2.4.8 Momento de rolagem

Utilizando modelos computacionais é possível se ter o momento de rolagem pelo método de forças (Mitchell, 2006), onde a força exercida nos rodados é transmitida para a massa suspensa pelos pontos que fixam os braços de controle. No entanto, é possível também obter uma boa aproximação utilizando métodos cinemáticos, conforme ilustrado na figura 31.

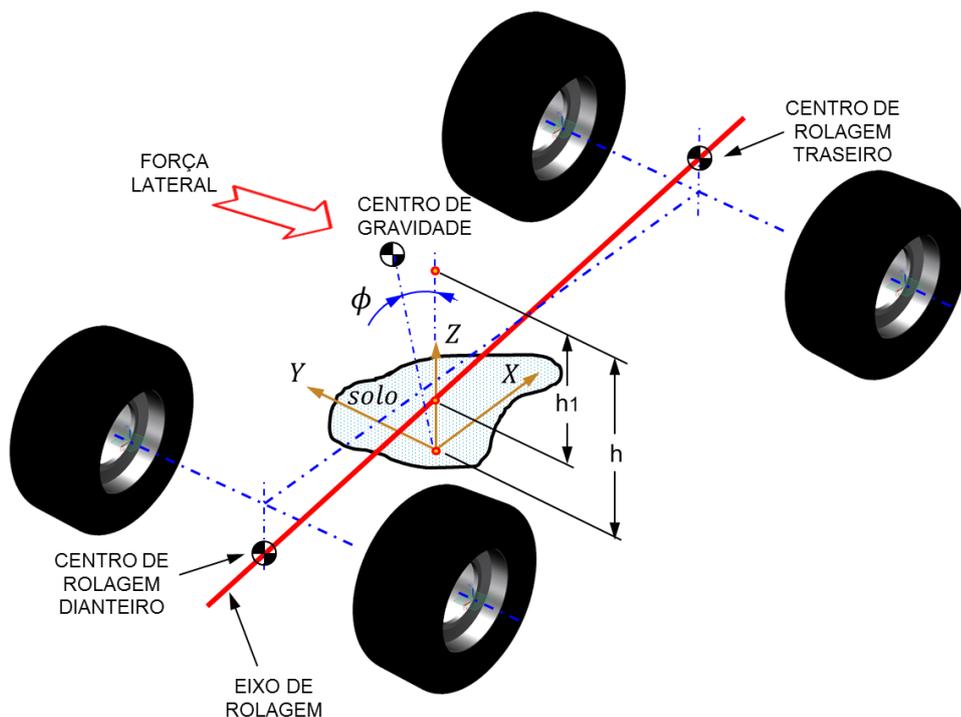


Figura 31 – Eixo de rolagem.
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992.

Devido à relação com o centro de gravidade do veículo, uma condição curvilínea constante de aceleração e velocidade, faz com que surjam forças laterais que podem ser representadas agindo diretamente no centro de gravidade da massa suspensa, fazendo com que esta assuma a tendência de rolar sobre a linha do centro longitudinal do veículo.

Esta tendência ao rolamento pode ser descrita pela equação do momento de rolagem “ M_ϕ ”, como sendo o produto entre a distância do centro de gravidade da massa suspensa, até o eixo da linha do centro de rolagem “ h_1 ”, pela componente “ F_y ”, definida como a força lateral.

$$M_\phi = F_y \cdot h_1 = M_{\phi_f} + M_{\phi_r} \quad (5)$$

Onde “ M_{ϕ_f} ”, é o momento de rolagem dianteiro e pode ser definida através do produto entre a bitola dianteira “ t_f ”, e a variação de força normal no eixo, em relação à roda interna e externa a curva “ ΔF_{zf} ”, de acordo com a equação 6:

$$M_{\phi_f} = \Delta F_{zf} \cdot t_f \text{ e } M_{\phi_r} = \Delta F_{zr} \cdot t_r \quad (6)$$

E “ M_{ϕ_r} ”, é definido como sendo o momento de rolagem traseiro.

A influência da transferência de carga através do rolamento da massa suspensa está diretamente ligada à rigidez de rolamento “ K_ϕ ”. Como o conjunto de suspensão dianteira e traseira influencia este comportamento através da rigidez da mola “ K_s ”, pode-se concluir que o produto entre a rigidez da mola pela bitola do veículo “ t ”, resulta na rigidez de rolamento conforme equação 7 (Gillespie, 1992):

$$K_{\phi_f,r} = 0,5 \cdot K_s \cdot t_{f,r}^2 \quad (7)$$

Como o ângulo de rolagem “ ϕ ”, é a relação entre a rigidez “ K_ϕ ” e o momento “ M_ϕ ”, tem-se à equação 8:

$$\phi = \frac{W \cdot h_1 \cdot a_y}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r} - W \cdot h_1} \quad (8)$$

Fazendo algumas aproximações e derivando em relação à aceleração lateral, chega-se segundo (Gillespie, 1992), à razão de rolamento do veículo “ R_ϕ ”, medida em [°/g], conforme equação 9:

$$R_\phi = \frac{W \cdot h_1}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r} - W \cdot h_1} \quad (9)$$

Onde a massa suspensa “ W ”, é representada no centro de gravidade.

Normalmente para veículos de passeio é convencional utilizar taxas de razão de rolagem entre 3 a 7 °/g (Gillespie, 1992). Mas para veículos de competição como Fórmula SAE, é recomendado valores próximos ou menores a 1 °/g.

2.4.9 Esterçamento em baixa velocidade

Em baixa velocidade a capacidade dos rodados em gerar força lateral é reduzida, de forma que o centro de curvatura mantém-se na projeção do eixo traseiro. Dessa maneira o comportamento geométrico em situação de curva pode ser analisado através da “*Geometria de Ackerman*”, que descreve o esterçamento maior nos rodados internos em relação aos rodados externos, como ilustrado na figura 32, onde o centro de curvatura é definido por linhas perpendiculares aos rodados dianteiros que cruzam o eixo traseiro (Gillespie, 1992).

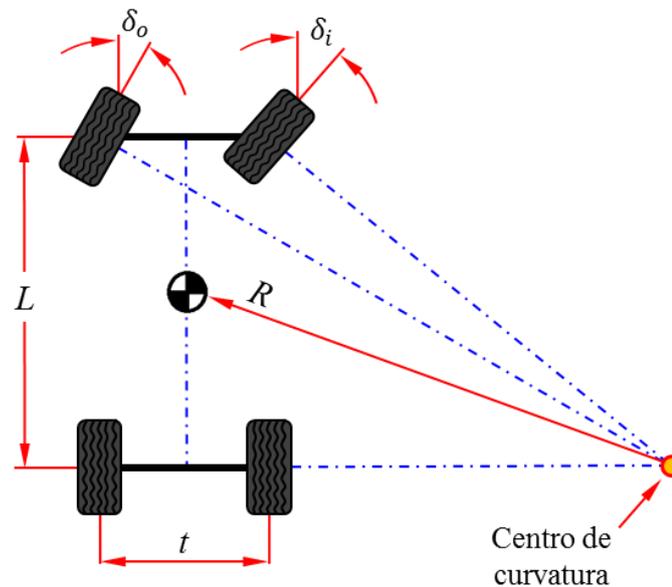


Figura 32 – Geometria ideal de esterçamento.
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992.

O fato dos ângulos de esterçamento serem pequenos, a geometria adequada pode ser definida através das equações abaixo:

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \cong \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad (10)$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \cong \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad (11)$$

Onde " δ_o " é ângulo de esterçamento da roda externa e " δ_i " é o ângulo de esterçamento da roda interna.

A distância do entre eixo é definida por “ L ”, e o raio de giro definido por “ R ”.

O ângulo médio entre os rodados dianteiros é conhecido como “*Ângulo de Ackerman*”, e pode ser representado pela equação 12:

$$\delta = \frac{L}{R} \quad (12)$$

É possível através da geometria de Ackerman, determinar o mínimo espaço necessário para o veículo executar uma manobra de curva. Conhecendo as dimensões geométricas da carroceria conforme figura 33, é possível localizar o raio máximo “ $R_{máx}$ ”, a partir do centro de curvatura na extremidade externa, assim como o raio mínimo “ R_{min} ”, localizado na parte interna do eixo traseiro (Hill, 2009).

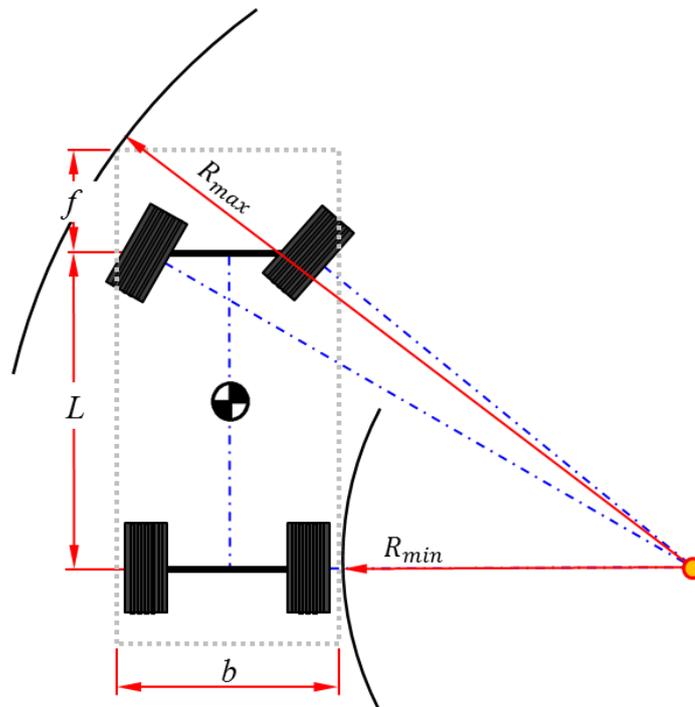


Figura 33 – Manobrabilidade em baixa velocidade.
Fonte: Autor “Adaptado da” Hill, 2009.

No instante da manobra em baixa velocidade o espaço mínimo requerido pode ser descrito pelas seguintes equações:

$$R_{max}^2 = (R_{min} + b)^2 + (L + f) \quad (13)$$

$$\Delta_R = R_{max} - R_{min} = \sqrt{(R_{min} + b)^2 + (L + f)^2} - R_{min} \quad (14)$$

Onde “ b ” representa a dimensão da carroceria, e “ f ” é definida como a dimensão que vai do eixo dianteiro até a extremidade do para-choque dianteiro.

2.4.10 Esterçamento em alta velocidade

A influência de elevadas velocidades em uma manobra de curva, possibilita ao veículo descrever uma trajetória diferente do vetor velocidade longitudinal, isto gera um desalinhamento que é conhecido como ângulo de escorregamento lateral “ β ”, que por definição será medido no centro de gravidade, conforme ilustrado na figura 34.

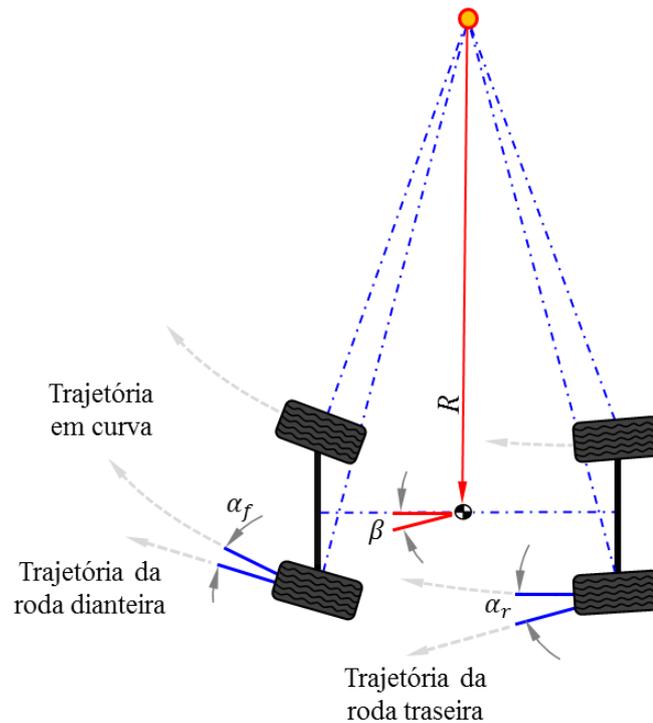


Figura 34 – Manobrabilidade em alta velocidade.
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie, 1992.

O veículo através das forças resultantes nos rodados passa a gerar escorregamento lateral não somente no pneu dianteiro “ α_f ”, mas também no pneu traseiro “ α_r ”, as equações seguintes descrevem o efeito em cada eixo, como sendo o produto entre a força normal “ $Fz_{f,r}$ ”, e a componente da aceleração, sob efeito dos valores de rigidez lateral dos rodados “ $C\alpha_{f,r}$ ”.

$$\alpha_f = \frac{Fz_f}{C\alpha_f} \cdot \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (15)$$

$$\alpha_r = \frac{Fz_r}{C\alpha_r} \cdot \frac{v^2}{R \cdot g} \quad (16)$$

O ângulo de esterçamento “ δ ”, varia na proporção que o raio de esterçamento “ R ”, muda em uma situação de manobra em velocidades elevadas, em regime permanente pode ser descrita de acordo com a equação 17:

$$\delta = 57,3 \frac{L}{R} + K \cdot \alpha_y \quad (17)$$

Onde o termo “ K ”, refere-se ao gradiente de esterçamento em [$^{\circ}$ /g], e revela características importantes no comportamento do veículo, como a relação entre o ângulo de esterço e o raio de curvatura, além de classificar a direção de entrada, possibilitando três comportamentos distintos no esterçamento.

$$K = \frac{Fz_f}{C\alpha_f} + \frac{Fz_r}{C\alpha_r} \quad (18)$$

Para uma trajetória de raio constante se “ K ” for positivo, na condição em que a aceleração lateral aumente linearmente com o quadrado da velocidade. Esta aceleração lateral causa maior escorregamento nos rodados dianteiros, “ $\alpha_f > \alpha_r$ ”, e conseqüentemente é necessário aumentar o ângulo de esterço para manter o veículo na trajetória, este comportamento é conhecido como sub-esterçante:

$$\frac{Fz_f}{C\alpha_f} > \frac{Fz_r}{C\alpha_r} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r \quad (19)$$

Para a condição em que o “ K ” for negativo o ângulo de esterço deverá ser diminuído em resposta ao aumento da aceleração e da velocidade, em uma trajetoria de raio constante. Este comportamento causa maior escorregamento nos rodados traseiros, “ $\alpha_f < \alpha_r$ ”, e é conhecido como sobre esterçante:

$$\frac{Fz_f}{C\alpha_f} < \frac{Fz_r}{C\alpha_r} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r \quad (20)$$

Quando o veículo é submetido à manobra de raio constante com o aumento da velocidade, e nenhuma correção no ângulo de esterçamento seja necessária, conclui-se que o veículo possui características de esterçamento neutro, pois o ângulo de escorregamento lateral entre os rodados dianteiros e traseiros são iguais, “ $\alpha_f = \alpha_r$ ”, esta característica permite ao condutor manter fixo o ângulo do volante, pois o veículo tenderá a manter o raio da curva.

3 METODOLOGIA

O trabalho foi elaborado seguindo a metodologia descrita na figura 35.

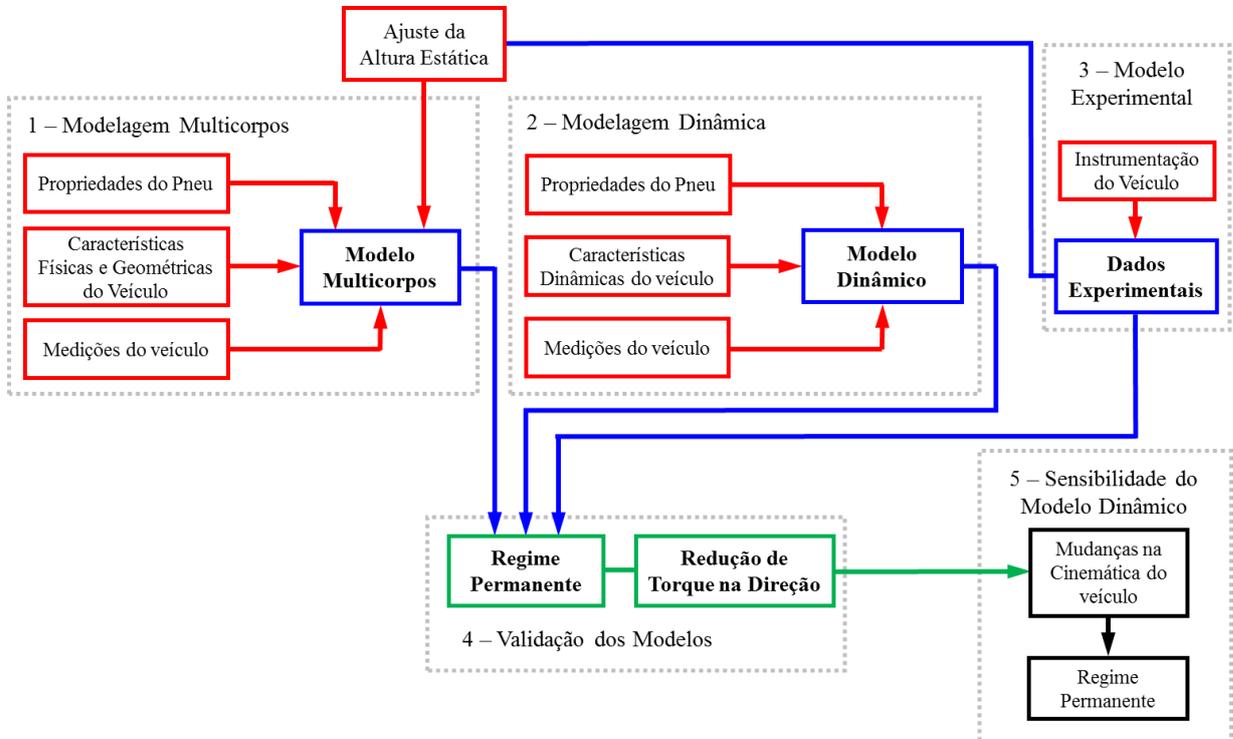


Figura 35 – Fluxograma da metodologia do trabalho.
Fonte: Autor.

Na primeira etapa com o auxílio do *software* NX7.5, é possível ter a característica física de cada componente como massa e inércia, estes componentes são classificados como subsistemas que servirão de entrada na modelagem multicorpos utilizando o *software* MSC ADAMS/Car, que através de juntas de ligação é caracterizado pela sua capacidade em calcular as forças vinculares de cada subsistema. As características geométricas do veículo foram utilizadas como dados de entrada, assim como as propriedades do pneu que foram geradas através de dados experimentais obtidos do *Flat Trac*, pela *Calspan TIRF*. Para elaboração do modelo Multicorpos também foram necessários dados experimentais como: localização do centro de gravidade e comportamento dos elementos de forças, como molas e amortecedores.

Um modelo dinâmico utilizando o *software* Carsim, foi sugerido nas análises com o intuito de obter respostas comparativas ao modelo Multicorpos, servindo também para analisar a sensibilidade do modelo na metodologia empregada, quando uma variação cinemática for sugerida objetivando a redução no torque da direção, todos os dados geométricos construtivos do veículo Fórmula SAE RS7 foram utilizados como dados de

entrada, assim como as curvas de amortecimento. Os dados de motor, transmissão, freio e pneu, foram similares ao pedido no Adams, e com o auxílio do *software Optimum Kinematics* as curvas cinemáticas referentes ao trabalho da suspensão serviram como dado de entrada na modelagem dinâmica utilizando o Carsim.

O modelo experimental foi elaborado com base na instrumentação do veículo e em sua aquisição de dados utilizando o sistema Motec EDL3. O veículo foi submetido a alguns ensaios estáticos e em pista, percorrendo uma trajetória circular em regime permanente.

Com o objetivo de validar a proposta de redução no esforço percebido na direção do veículo, uma nova manga de eixo foi instalada no veículo.

Os resultados do ensaio experimental foram comparados com as simulações virtuais, podendo validar o seu comportamento em regime permanente.

Uma vez os modelos validados são possíveis comparar e quantificar a redução no torque da direção, e mapear os fenômenos causados no comportamento do veículo, pela influência da nova manga de direção durante as manobras.

Por fim é estabelecido mudanças geométricas significativas na cinemática do veículo como: ângulo de cáster, deslocamento lateral do pino mestre ou relação do curso de cremalheira, no intuito de obter o mesmo ganho de redução estabelecido na proposta do trabalho, pela nova manga de eixo, mapeando os fenômenos causados no comportamento do veículo, possibilitando o controle antes que qualquer componente ou ajuste seja feito.

3.1 Modelo em Sistema de Multicorpos MSC ADAMS/Car

A construção do modelo multicorpos consiste na criação dos principais subsistemas, como: de suspensão, direção, chassis e motor, utilizando o programa MCS ADAMS/Car.

O modelo tridimensional de cada subsistema foi possível utilizando o *software NX7.5*, que possibilita o desenvolvimento em CAD, refinando o conceito de cada sólido, para garantir a máxima aproximação do modelo virtual ao veículo físico. Estes componentes foram importados para o ADAMS na condição de parasólidos, respeitando as coordenadas de posição cartesiana idênticas ao veículo Fórmula SAE RS7.

Uma característica importante na tratativa dos componentes, é que o ADAMS, permite a modelagem de três distintos tipos de corpos (Vilela, 2010), como sendo:

Corpos rígidos, isto significa que a distância entre dois de seus pontos quaisquer permanecerá sempre constante, não sofrendo assim nenhuma deformação.

Corpos flexíveis, que possuem deformação e afetam o comportamento de algum subsistema e isso pode ser preestabelecido por um programa de elementos finitos.

Corpos de massa pontual, que são partes que agregam massa, mas não carregam propriedades de inércia e velocidade angular. Este é muito utilizado quando efeitos rotacionais não são importantes.

O Fórmula SAE RS7 foi a base do estudo, que contempla a liberdade necessária em suas juntas de ligação para garantir a elasticidade, a verticalidade no conjunto de suspensão e o esterço no conjunto de direção, embora não foi estabelecido ao modelo as deformações oriundas dos elementos flexíveis, tratando a modelagem como elemento rígido.

O detalhamento das juntas, e suas restrições serão apresentados a seguir e isto dará clareza à metodologia aplicada na elaboração do modelo multicorpos.

3.1.1 Suspensão dianteira

O sistema de suspensão dianteira adotado é do tipo duplo braço de controle, comumente utilizado em veículos com características esportivas ou de desempenho. No Fórmula SAE RS7, o conjunto mola e amortecedor disposto na condição longitudinal abaixo da carroceria, é ligado por um suporte, conhecido como *bellcrank*.

A figura 36, ilustra por completo o detalhamento do conjunto da suspensão dianteira, e seus componentes como: mola, amortecedor, barras e manga de eixo. Os elos para ligação de toda massa do chassi ao conjunto de rodados, serão chamados de juntas.

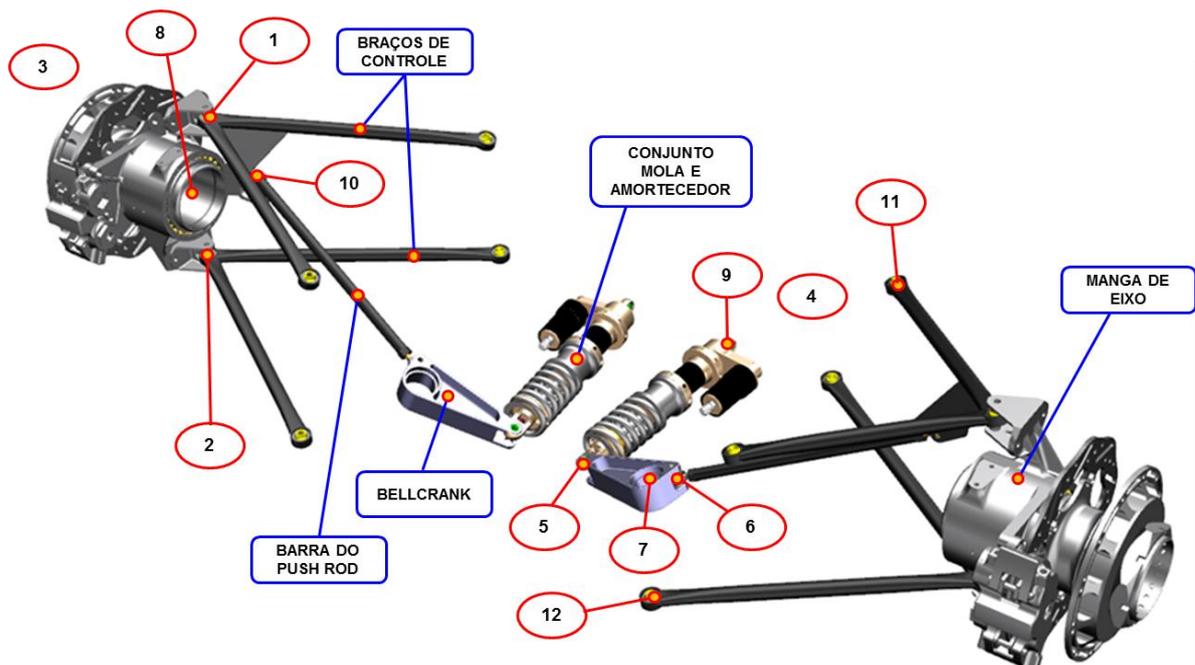


Figura 36 – Suspensão dianteira.
Fonte: Autor.

Inércias e posições quanto ao centro de gravidade são automaticamente transformado pelo *software* NX7.5, para cada componente do veículo.

A criação das juntas de articulação seguiu conforme a necessidade restritiva através dos graus de liberdade de cada subconjunto.

Na tabela 1, é apresentado o tipo de junta e a característica da união de cada componente.

Tabela 1 - Classificação das juntas no modelo de suspensão dianteira

Item	Tipo de junta	Detalhamento da união
1	Junta Esférica	Conecta o braço de controle superior a manga de eixo
2	Junta Esférica	Conecta o braço de controle inferior a manga de eixo
3	Junta Esférica	Conecta o braço de controle inferior a manga de eixo
4	Junta Esférica	Conecta o braço de controle inferior a manga de eixo
5	Junta Universal	Conecta o suporte ao conjunto mola e amortecedor
6	Junta Universal	Conecta o suporte a barra
7	Junta de Revolução	Conecta o suporte ao chassi
8	Junta de Revolução	Conecta o cubo da roda
9	Junta Universal	Conecta o amortecedor ao chassi
10	Junta Esférica	Conecta a barra ao braço de controle superior
11	Junta de Revolução	Conecta o braço de controle superior ao chassi
12	Junta de Revolução	Conecta o braço de controle inferior ao chassi

Fonte: Autor

O curso de roda vertical máximo para suspensão dianteira é igual a 35mm, onde, destes, 15mm representam extensão do amortecedor, e 20mm representam compressão do mesmo, conforme figura 37.

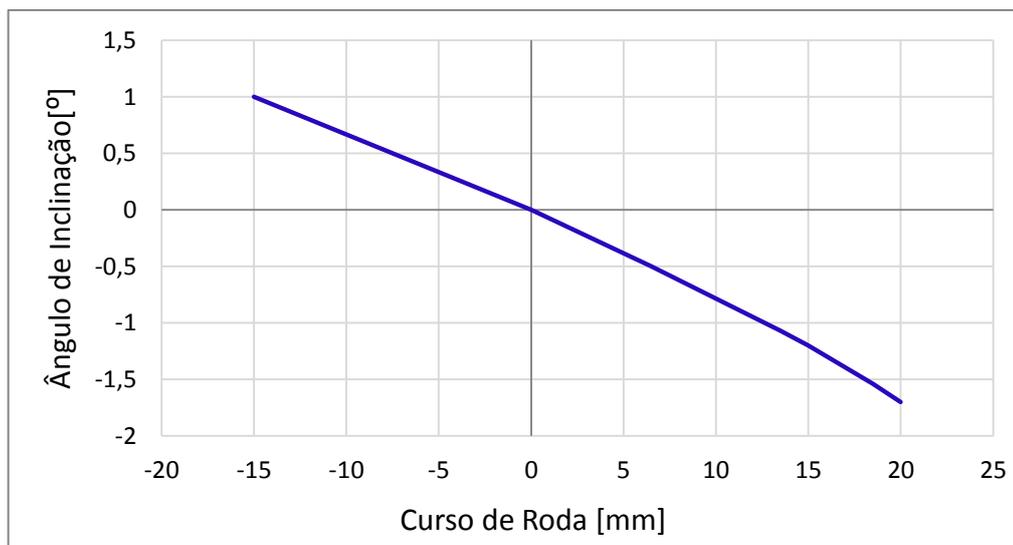


Figura 37 – Curso vertical do rodado dianteiro.

Fonte: Autor.

3.1.2 Suspensão traseira

O conjunto da suspensão traseira possui o mesmo conceito da suspensão dianteira, embora neste caso, a ponta do semi-eixo está ligada ao cubo de roda, que é responsável por tracionar os rodados. Na figura 38, nota-se a ausência da barra de direção que foi substituída por uma barra ligando a manga de eixo ao braço de controle inferior.

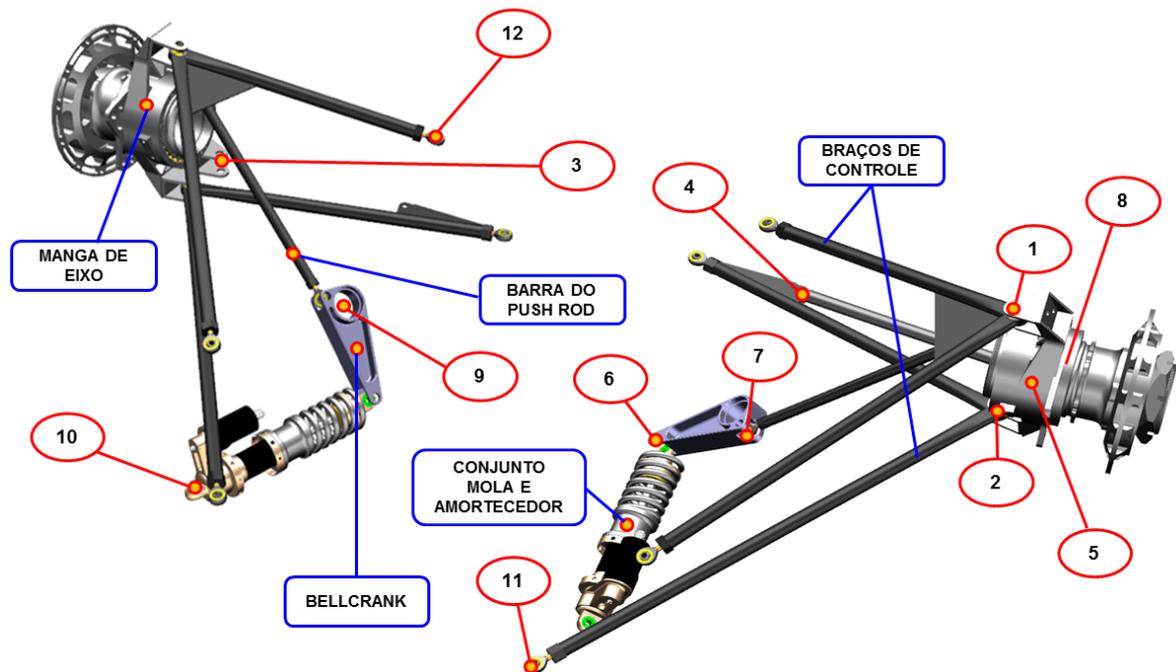


Figura 38 – Suspensão traseira.
Fonte: Autor.

As juntas articuladas bem como suas restrições estão descritas na tabela 2.

Tabela 2 - Classificação das juntas no modelo de suspensão traseira

Item	Tipo de junta	Detalhamento da união
1	Junta Esférica	Conecta o braço de controle superior a manga de eixo
2	Junta Esférica	Conecta o braço de controle inferior a manga de eixo
3	Junta Esférica	Conecta o braço de controle inferior a manga de eixo
4	Junta Esférica	Conecta o braço de controle inferior a manga de eixo
5	Junta Universal	Conecta o suporte ao conjunto mola e amortecedor
6	Junta Universal	Conecta o suporte a barra
7	Junta de Revolução	Conecta o suporte ao chassi
8	Junta de Revolução	Conecta o cubo da roda
9	Junta Universal	Conecta o amortecedor ao chassi
10	Junta Esférica	Conecta a barra ao braço de controle superior
11	Junta de Revolução	Conecta o braço de controle inferior ao chassi
12	Junta de Revolução	Conecta o braço de controle superior ao chassi

Fonte: Autor

O trabalho vertical da roda, na suspensão traseira possui curso máximo de 42 mm, sabendo que somente 7 mm se destinam a extensão, e 35 mm são responsáveis pela compressão conforme figura 39.

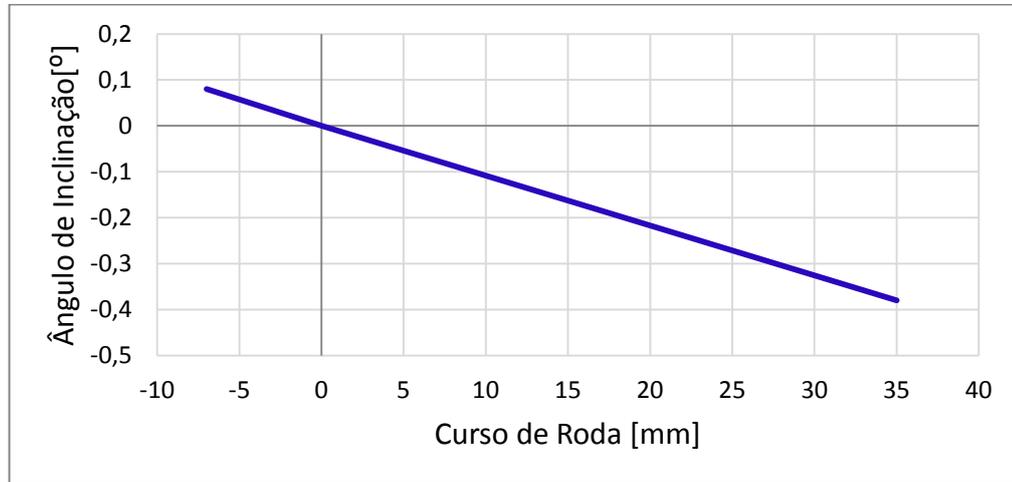


Figura 39 – Curso vertical do rodado traseiro.
Fonte: Autor.

3.1.3 Sistema de direção

O sistema de direção do RS7 é manual, sem qualquer tipo de assistência. Para relação de redução, o sistema pinhão-cremalheira foi modelado como elemento de acoplamento, resultando no movimento angular da junta de revolução associado ao pinhão e o movimento linear da junta de translação associado à cremalheira. Na figura 40, estão os componentes do sistema como: volante, coluna, mancais de suporte, bem como pinhão e cremalheira.

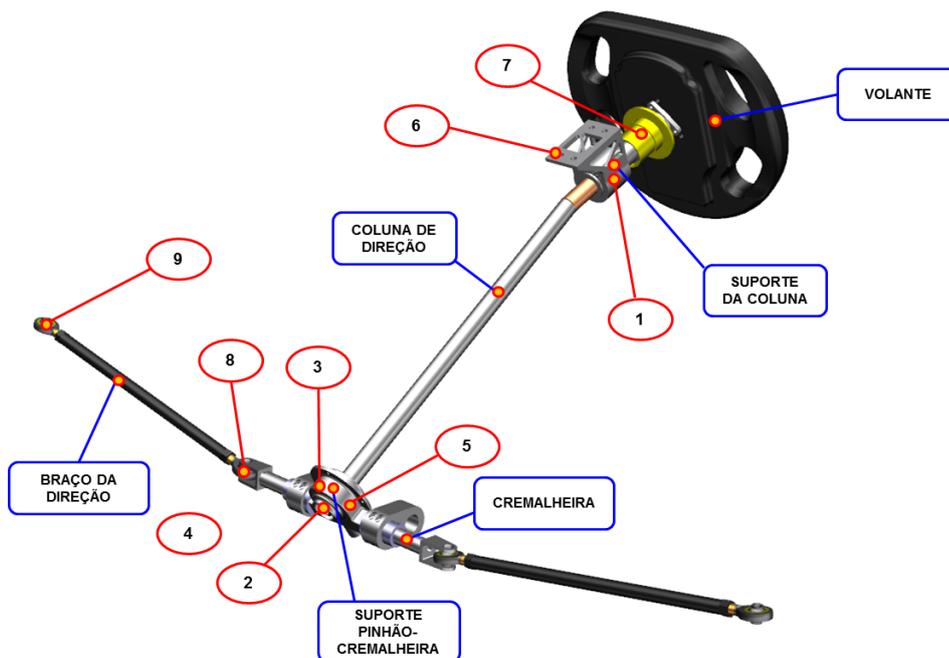


Figura 40 – Sistema de direção.
Fonte: Autor.

Nenhum tipo de amortecimento ou rigidez foi adotado ao sistema de direção.

Na tabela 3, estão as informações referentes às juntas aplicadas ao sistema, indicando como foi estabelecida cada restrição.

Tabela 3 - Classificação das juntas no modelo da direção.

Item	Tipo de junta	Detalhamento da união
1	Junta Cilíndrica	Conecta a coluna de direção ao suporte
2	Junta de Translação	Conecta a cremalheira ao suporte
3	Junta de Revolução	Conecta o pinhão ao suporte
4	Junta Fixa	Conecta o suporte ao chassi
5	Junta Fixa	Conecta o pinhão a coluna de direção
6	Junta Fixa	Conecta o suporte da coluna ao chassi
7	Junta Fixa	Conecta a coluna de direção ao volante da direção
8	Junta Universal	Conecta o braço de direção à cremalheira
9	Junta Esférica	Conecta o braço de direção à manga de eixo

Fonte: Autor.

O Fórmula RS7 possui ganho no ângulo de inclinação em função do deslocamento linear da cremalheira, conforme indicado na figura 41, este ganho é possível devido ao ângulo de cáster, e possui capacidade de aumentar a força lateral gerada pelos rodados em uma manobra de curva.

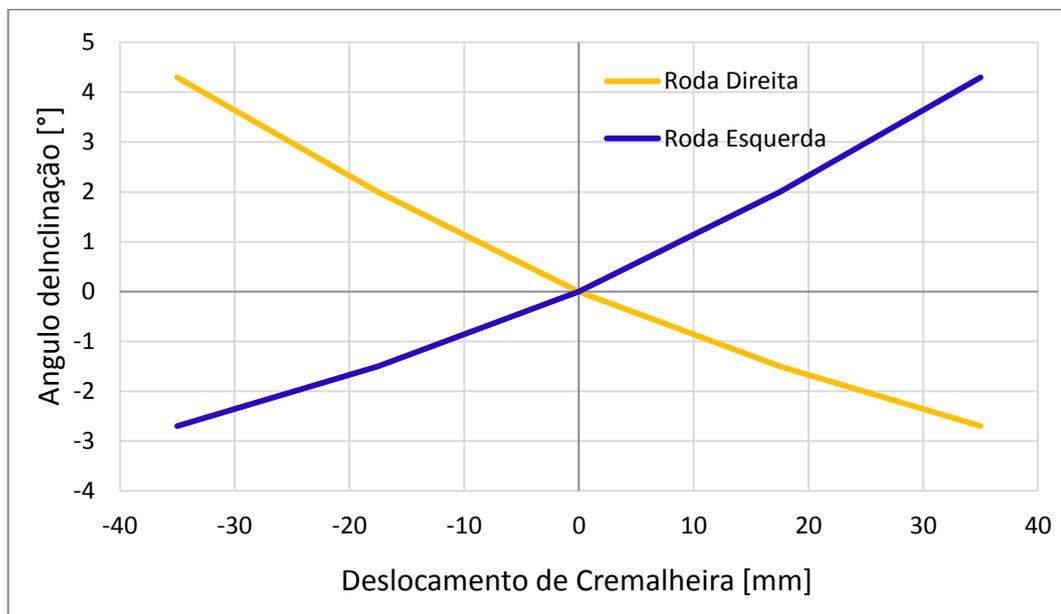


Figura 41 – Ganho no ângulo de inclinação.

Fonte: Autor.

Como o RS7 utiliza a geometria de Ackerman positivo, a suspensão dianteira do veículo gera um ângulo de esterçamento máximo de 27° na roda externa e 32° na roda interna, em uma manobra de curva, de acordo com a figura 42.

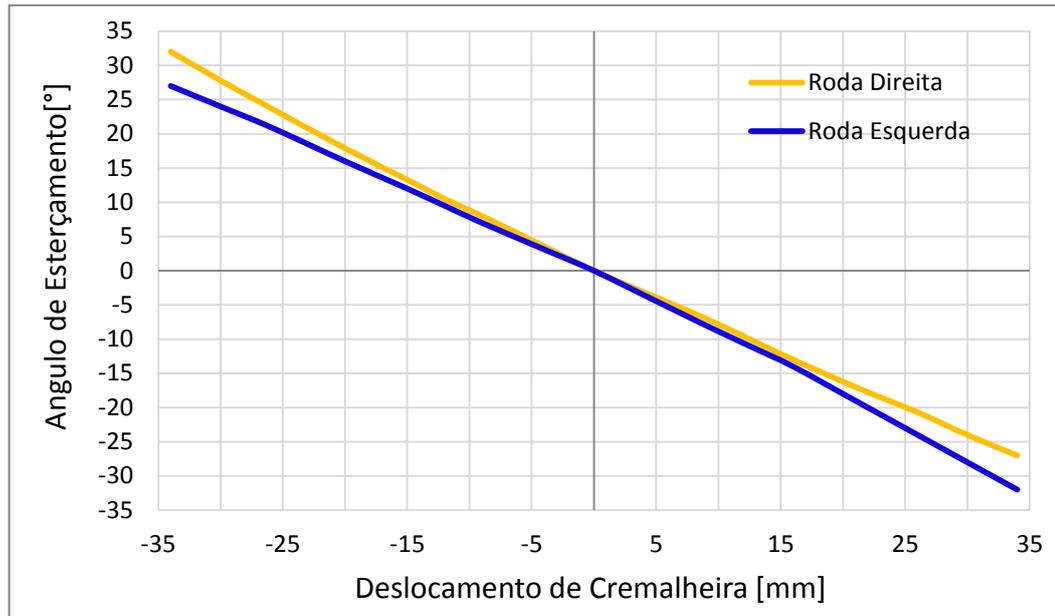


Figura 42 – Ângulo de esterçamento dos rodados.
Fonte: Autor.

3.1.4 Chassi

Para o estudo, foi considerado o sistema de chassi tubular como sendo um corpo rígido, que foi gerada com o auxílio do software NX7.5.

O centro de gravidade do RS7 foi encontrado através da somatória de momentos sobre a ação da carga vertical e da transferência de massa, em uma situação de inclinação do eixo dianteiro, baseado no método descrito por (MILLIKEN e MILLIKEN, 1995).

A elevação do eixo dianteiro a cerca de 70° , como observado em um dos quadros da figura 43, permite a localização da altura do centro de gravidade.

Para obter o valor da massa não suspensa foram retirados os parafusos da suspensão, calçando a massa suspensa.

O valor da massa suspensa foi calculado subtraindo o valor da massa não suspensa pelo valor da massa total do veículo.



Figura 43 – Localização experimental do CG.

Fonte: Autor.

A figura 44 representa os principais parâmetros geométricos utilizados para determinar a localização das coordenadas do centro de gravidade, e que serviram de entrada na construção do modelo mult corpos.

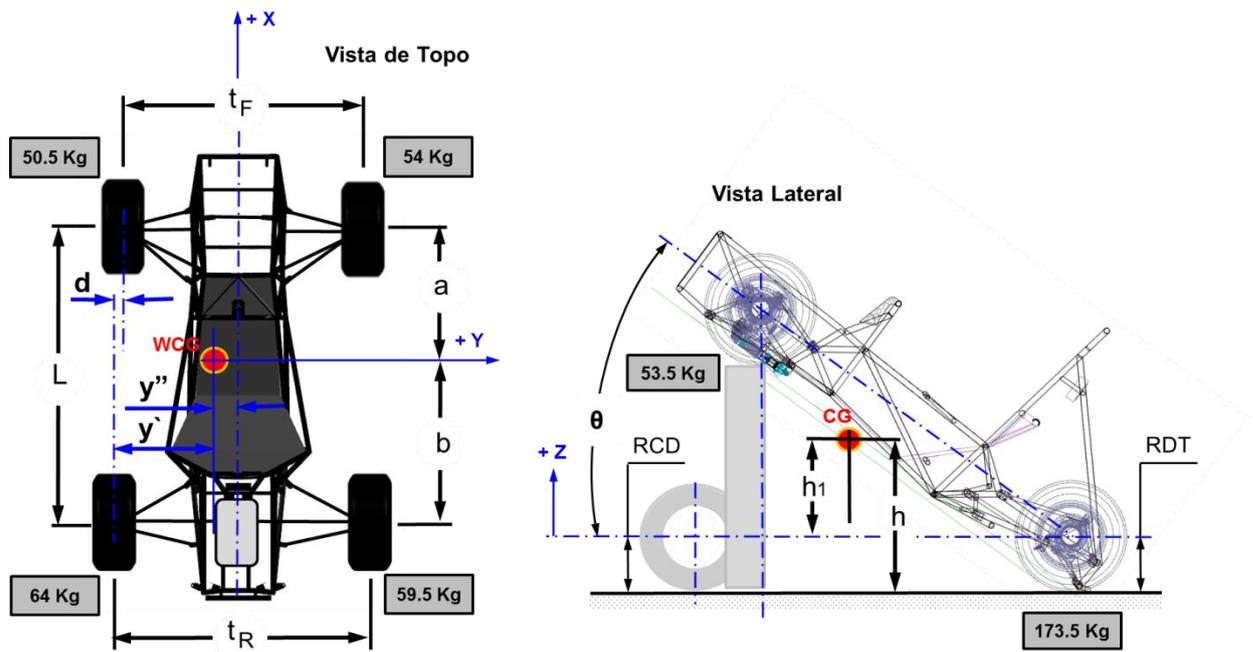


Figura 44 – Localização experimental do CG.

Fonte: Autor.

Na tabela 4, estão às definições referentes aos parâmetros geométricos na construção do modelo multicorpos.

Tabela 4 - Parâmetros Geométricos

WF	Massa do eixo dianteiro	104,5 Kgf
WR	Massa do eixo traseiro	123,5 Kgf
WT	Massa total	228 Kgf
θ	Ângulo de inclinação do experimento	73,5 °
h1	Distância do CG ao eixo de rolagem	103,8 mm
RCD	Distância do centro de rolagem dianteiro ao solo	218 mm
RDT	Distância do centro de rolagem traseiro ao solo	215 mm
h	Distância do CG ao solo	320,2 mm
L	Distância do entre eixo	1570 mm
b	Distância do CG ao eixo traseiro	719,5 mm
a	Distância do CG ao eixo dianteiro	850,4 mm
tf	Bitola dianteira	1165 mm
tr	Bitola traseira	1187 mm
d	Desalinhamento entre os rodados	11 mm
y'	Distância do centro de roda traseiro até o CG	590,7 mm
y''	Distância entre o centro do veículo ao CG	2,77 mm

Fonte: Autor.

3.1.5 Pneu e roda

O modelo do Pneu e roda modelado para o ADAMS, pode ser visto na figura 45, e possui juntas de articulações do tipo fixa, com conexão direta ao cubo de roda ligado ao conjunto de suspensão dianteiro e traseiro.

Os dados referentes ao teste de desempenho do pneu HOOSIER 6.0/18.0 LC0, foram processadas de maneira a rodar uma rotina de formulação baseada no procedimento conhecido como fórmula mágica de Pacejka, que consiste em capturar os dados de ensaio e gerar o modelo adequado capaz de atender as solicitações dinâmicas do veículo.

A metodologia empregada teve o auxílio do *software* OPTIMUM-T, variando parâmetros como: pressão, temperatura, cambagem, carga vertical e lateral, para extrair as curvas de deformação sob efeito de diversos carregamentos verticais, conforme figura 45.

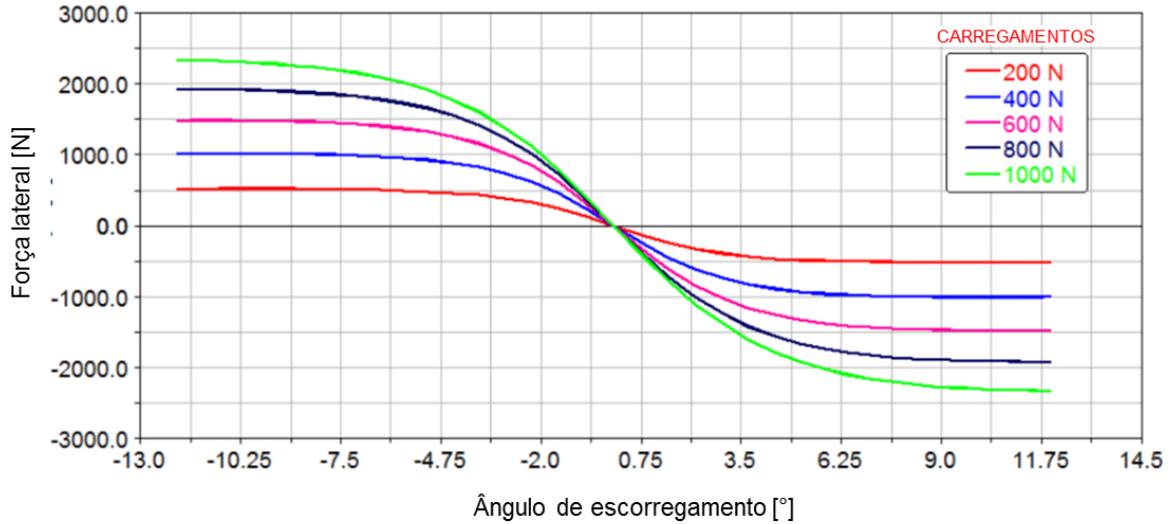


Figura 45 – Curva do modelo de pneu HOOSIER 6.0/18.0 LC0.
Fonte: Autor.

3.1.6 Molas

Os dados de rigidez da mola para o RS7 foram estimados como sendo 14N/mm para a dianteira, e 30N/mm para a traseira. Como se trata de um conjunto helicoidal, o comportamento linear pode ser visto na figura 46.

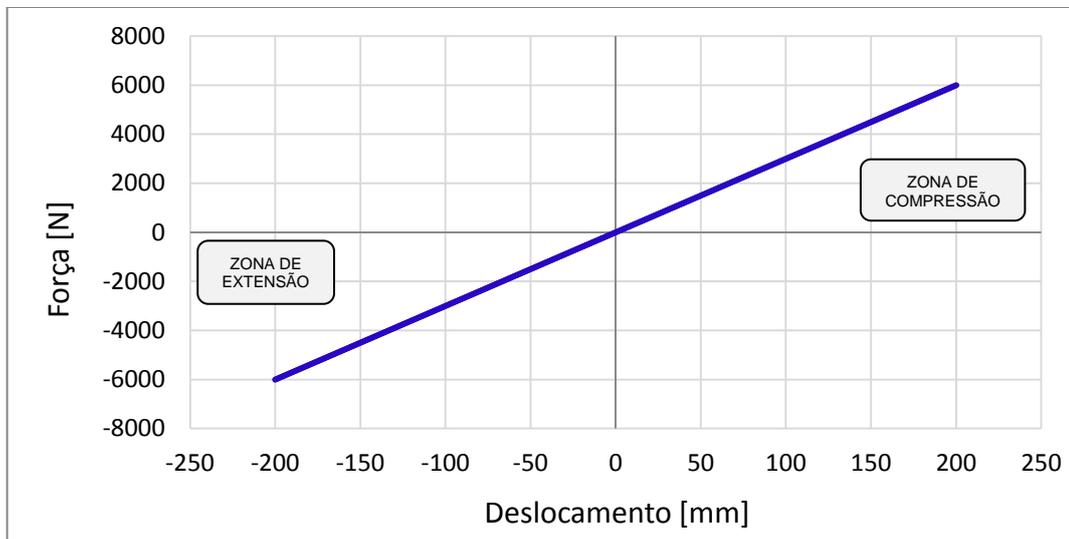


Figura 46 – Rigidez mola traseira.
Fonte: Autor.

O comprimento estendido da mola foi dado de entrada para o modelo. Devido à pré-carga inicial, o veículo modelado está na altura estática do conjunto de suspensão, e um ajuste experimental será necessário antes de rodar as análises virtuais.

3.1.7 Amortecedores

O amortecedor instalado no RS7 é do tipo Penske PS-78PB, conforme figura 47. Segundo catálogo do fornecedor, possui comprimento entre centros de 258mm estendido e 183mm quando comprimido. Esse tipo de amortecedor possui uma câmara de gás que auxilia na compressão e extensão, e possibilita regulagens manuais.



Figura 47 – Amortecedor do tipo Penske PS-78PB.
Fonte: Autor.

A curva característica do amortecedor foi retirada através de ensaio em dinamômetro específico para amortecedores, que apresentou comportamento linear, conforme figura 48.

Foi considerada uma extrapolação linear na curva para velocidades de acionamento superiores a 250 mm/s.

O gás presente no amortecedor gera força estática constante de 60 N, dado esse retirado através de ensaio de compressão em uma máquina de ensaio (MTS), com pressão de 75 psi.

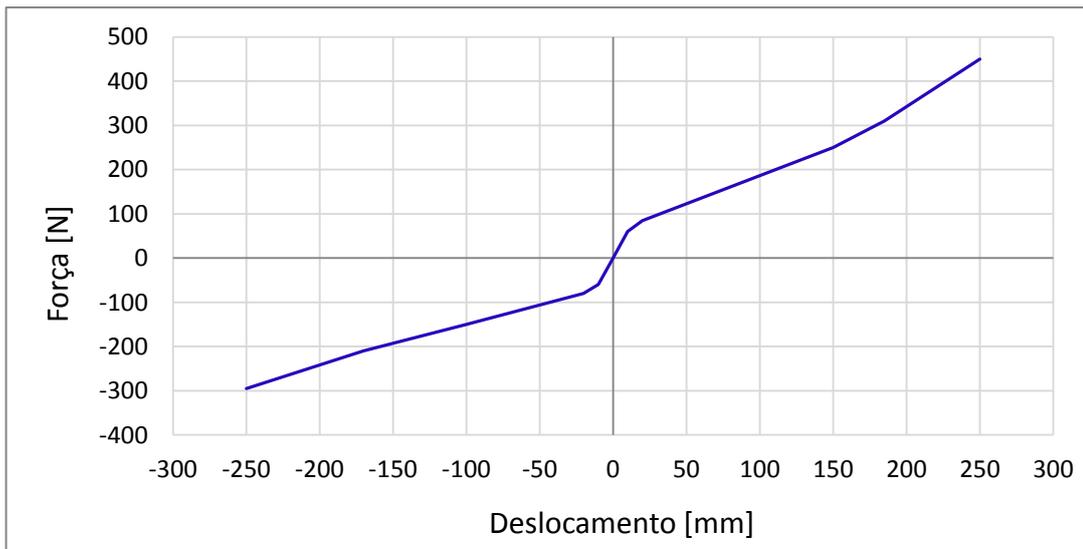


Figura 48 – Curva característica do amortecedor.
Fonte: Autor.

3.1.8 Motor e transmissão

A fim de atender os pré-requisitos estabelecidos pelo regulamento da competição da SAE 2014, o motor utilizado no RS7 é o Yamaha WR450, cuja curva do motor é observada na figura 49.

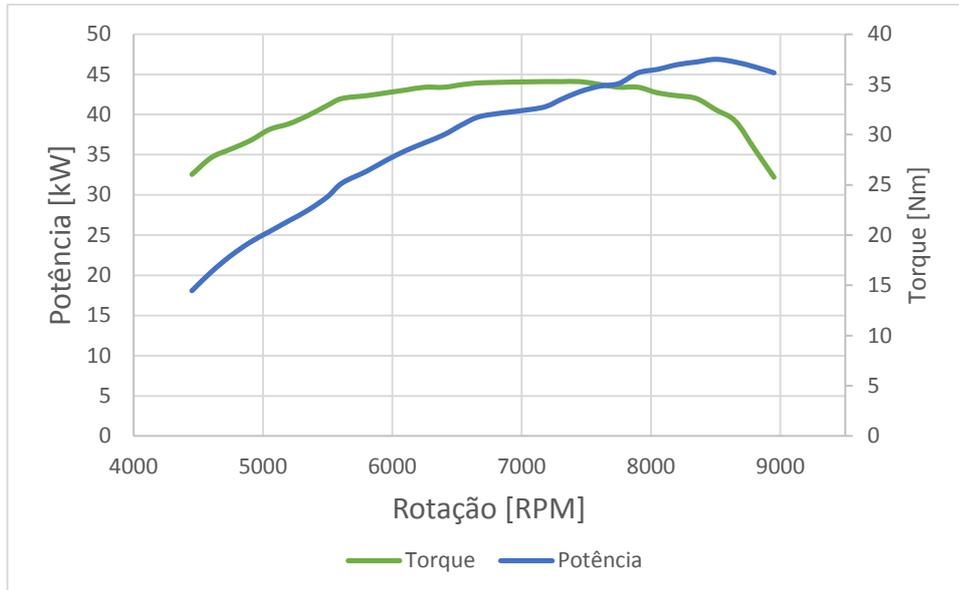


Figura 49 – Curva de potência e torque do motor.
Fonte: Autor.

O sistema de transmissão possui além das cinco velocidades, uma relação primária e outra relação final, que de acordo com a figura 50, nota-se a tendência de decréscimo na relação conforme evolução da velocidade.

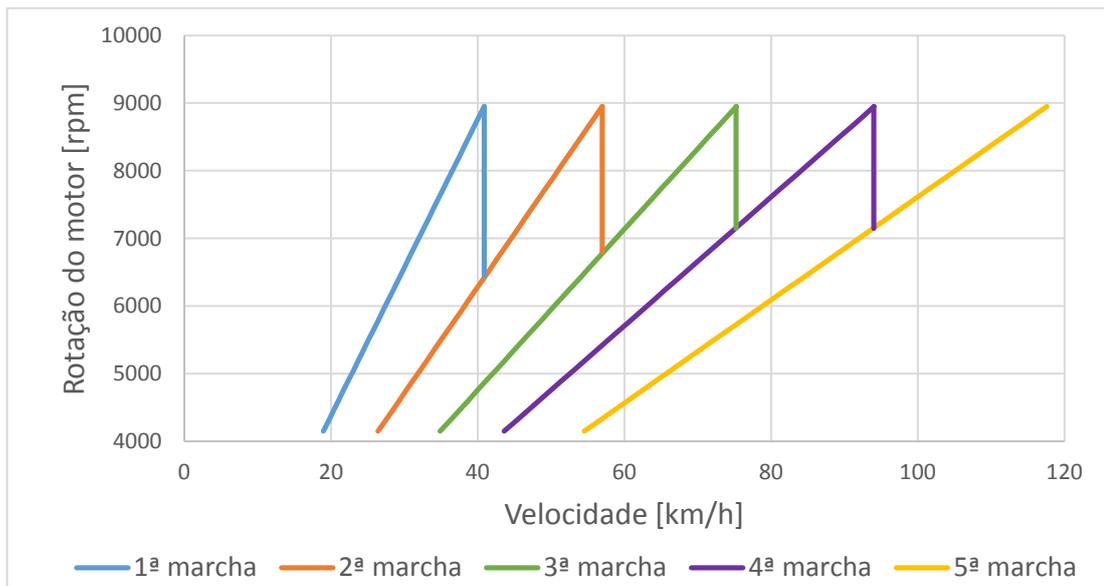


Figura 50 – Relação de transmissão.
Fonte: Autor.

Tabela 5 - Relação de transmissão

Relação primária	2,80
1° marcha	2,42
2° marcha	1,73
3° marcha	1,31
4° marcha	2,42
5° marcha	1,05
Relação final	0,84
Relação de Pedal	5.1

Fonte: Autor

3.1.9 Freios

Os freios do RS7 são do tipo disco com acionamento hidráulico sem assistência.

Para o ADAMS foi empregado um modelo simplificado onde os cálculos executados pelo modelo são baseados unicamente pela força aplicada no pedal de freio, utilizada como parâmetro de entrada. A tabela 6 incorpora as informações importantes para o funcionamento do modelo de freio.

Tabela 6 – Parâmetros do modelo do freio

Área de embolo da pinça dianteira [mm ²]	1260
Área de embolo da pinça traseira [mm ²]	470
Área de embolo do cilindro mestre [mm ²]	195
Balanço de freio dianteiro [%]	50
Coefficiente de atrito da pastilha	0.4
Raio efetivo do Disco Dianteiro [mm]	93
Raio efetivo do Disco Traseiro [mm]	81
Relação de Pedal	5.1

Fonte: Autor

3.2 Modelo Dinâmico CARSIM

O Carsim é um *software* que prevê o desempenho de veículos em resposta aos controles do motorista como: direção, aceleração, frenagem, transmissão, entre outros. Possibilitando variações no modelo de pista e manobra.

Este *software* exibe rápidos resultados assim como o modelo multicorpos, no entanto, permite uma interface mais simples e objetiva. Os resultados analisados geram semelhanças aos obtidos experimentalmente, com ganhos significativos por não gerar investimento em protótipos.

O Carsim possui estrutura com base em subsistemas ou abas, que permitem o acesso dos principais parâmetros contidos no desenvolvimento do veículo, como por exemplo, o

contato entre pneu e solo, responsável por gerar forças, proporcionando inúmeras respostas no comportamento do veículo. No entanto, os subsistemas não possuem características de conexão, e não apresentam juntas de articulações com grau de restrição. Segundo fabricante do *software*, esta ferramenta foi validada repetidamente pelos fabricantes automobilísticos, a fim de reproduzir os movimentos necessários avaliando o comportamento dinâmico, estabilidade direcional, rolagem e aceleração. Por outro lado, eles não incluem detalhes de componentes necessários para determinar a durabilidade, fadiga ou vibrações de alta frequência. Nestas aplicações, o Carsim simula o comportamento dinâmico do veículo que utiliza uma linguagem com base compatível ao Simulink (*Mathworks*), e Labview (*National Instruments*), com fácil interface em códigos personalizado do tipo (MATLAB, Visual Basic, etc.).

3.2.1 Modelagem do veículo

O início da modelagem parte da escolha do tipo de veículo, e do tipo de manobra a ser executado. O método simples para inclusão dos dados terá os mesmos parâmetros envolvidos na modelagem do Fórmula SAE RS7 no *software* ADAMS/Car.

A manobra terá o comportamento circular, onde o veículo percorrerá uma trajetória de raio constante, conhecida como *Skid Pad*.

A interface inicial requer o detalhamento de cada subsistema, com os dados de entrada nas condições necessárias para que o Carsim realize a manobra.

A figura 51 apresenta uma visão geral de cada subsistema.

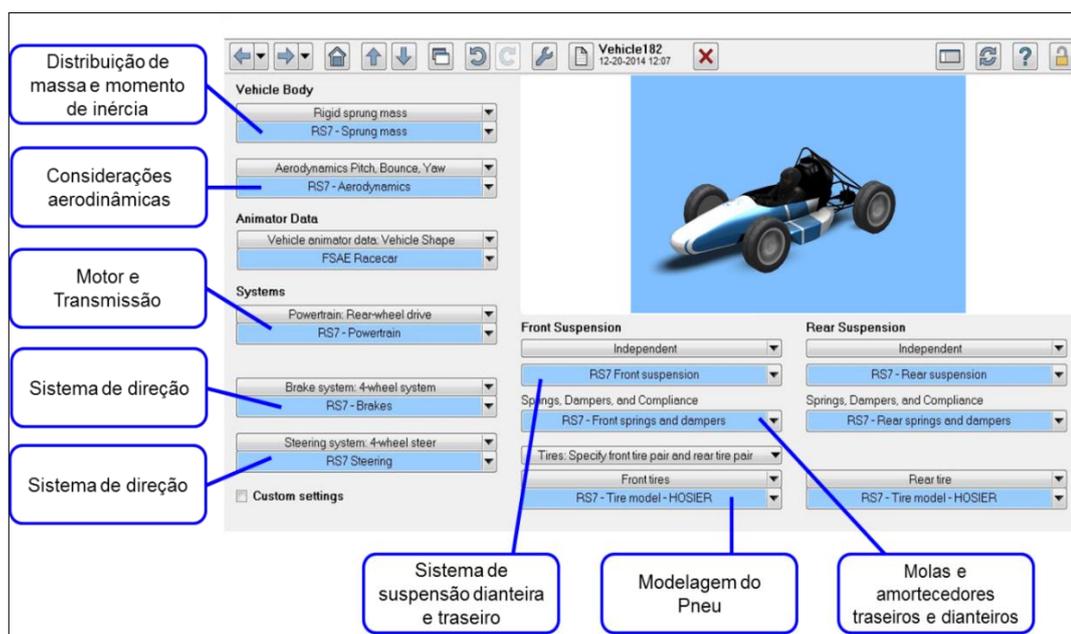


Figura 51 – Detalhamento dos subsistemas.

Fonte: Autor.

3.2.2 Distribuição de massa e momento de inércia

Nesta etapa foi levado em consideração o aspecto geométrico que o RS7 possui, como suas coordenadas de entre eixo, altura de roda, distribuição da massa suspensa bem como a localização do centro de gravidade do veículo, conforme figura 52.

Outro dado relevante está ligado aos valores de inércia que foram adquiridos com a ajuda no modelo multicorpos desenvolvido no ADAMS/Car. Esses dados auxiliam o entendimento no comportamento do veículo nas condições de guinada, arfagem e rolagem.

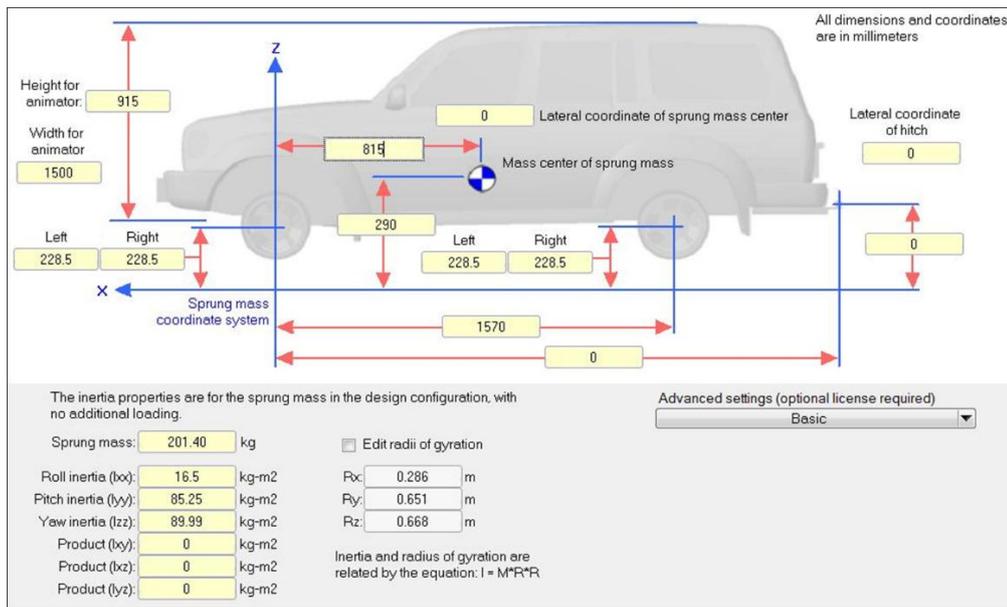


Figura 52 – Distribuição de massa e centro de inércia.

Fonte: Autor.

3.2.3 Motor e transmissão

Para o modelamento no Carsim foram usados os mesmos parâmetros do item 3.2.8, discutidas no modelamento multicorpos. O motor Yamaha WR450 associado à transmissão do tipo cinco velocidades, está atrelado ao diferencial traseiro responsável por transmitir a potência para os rodados. A interface do subsistema de motor e transmissão pode ser visto na figura 53, onde é permitido acrescentar a curva característica do motor, sendo que o eixo vertical representa o torque adquirido variando-se a velocidade conforme eixo horizontal. Com diferentes cargas no pedal do acelerador, este comportamento pode ser notado pela assimetria no gráfico por se tratar de um regime transiente entre o controle da aceleração e da sensibilidade que o modelo reflete ao absorver variações de cargas durante as manobras.

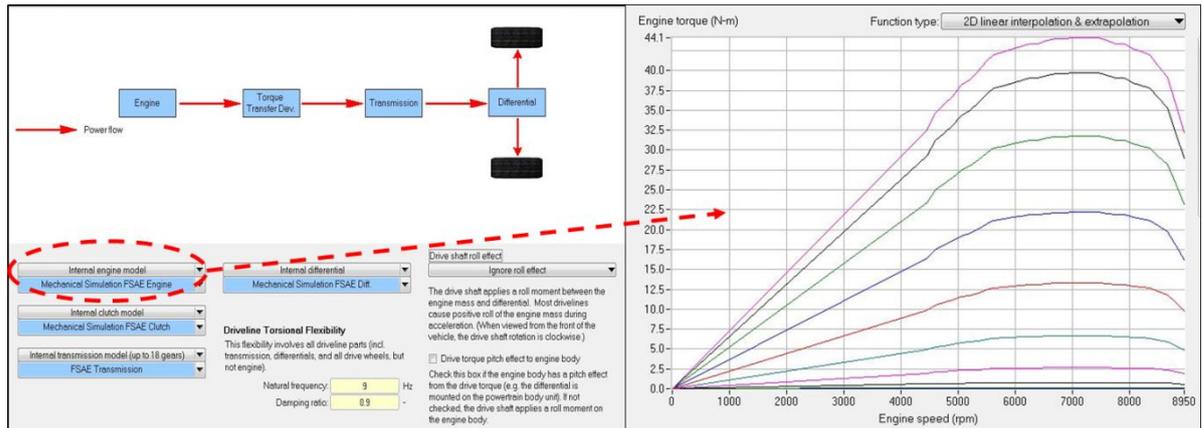


Figura 53 – Interface do modelo de motor.

Fonte: Autor.

A figura 54 mostra a interface do sistema de transmissão, onde foi considerado sistema de diferencial aberto que permite a variação da velocidade entre os rodados.

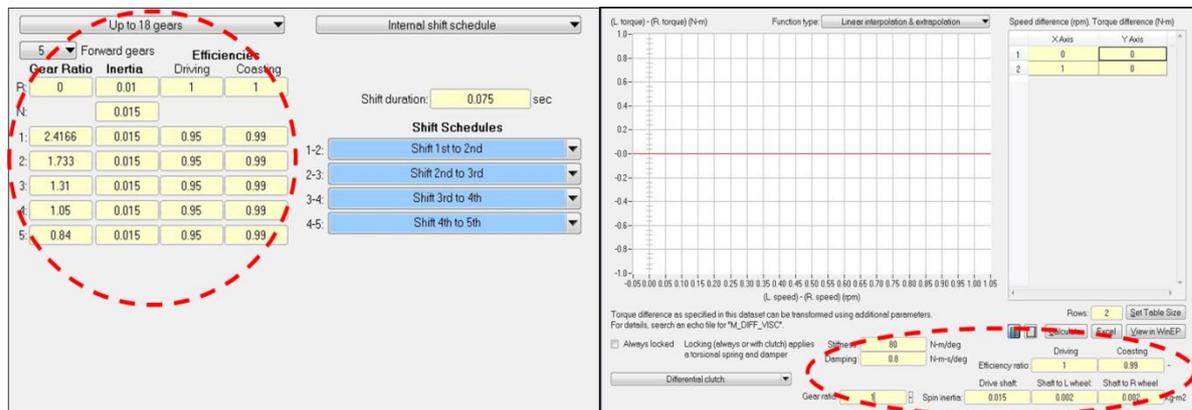


Figura 54 – Interface do modelo da transmissão.

Fonte: Autor.

3.2.4 Freios

Como o RS7 configura-se por ser um veículo de competição, o regulamento da SAE requer o travamento dos rodados, inibindo o uso de ABS.

Sabendo-se que a distribuição de carga lateral é praticamente igual entre os rodados, pode-se afirmar que o sistema é simétrico, permitindo a simplificação do modelo no Carsim, pois exige apenas como dado de entrada a variação de torque de frenagem em função da pressão da linha de freio, conforme figura 55.

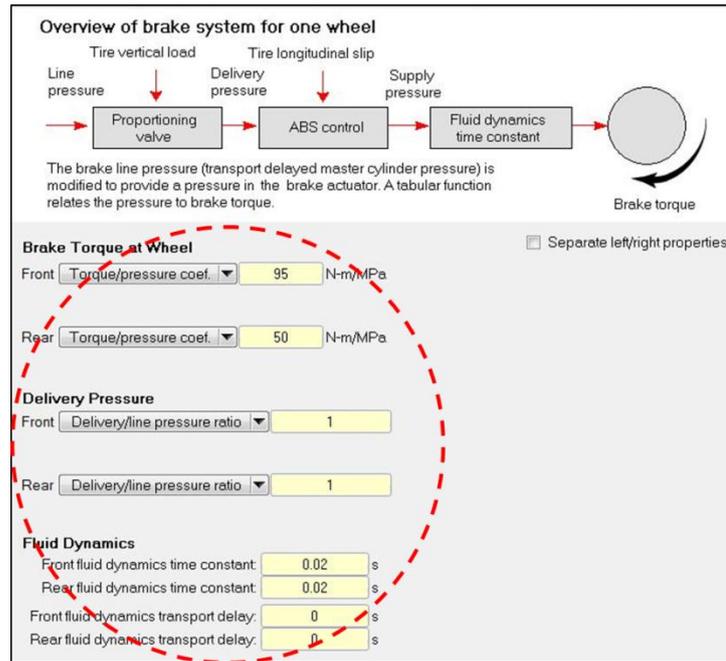


Figura 55 – Interface do modelo de freio.
Fonte: Autor.

Não foi considerada a variação de pressão na linha de freio, devido ao sistema usar tubulação rígida e elementos de ligação flexíveis e malha de aço que permitem a mínima perda volumétrica no sistema.

3.2.5 Direção

Para o sistema de direção, foram consideradas as inércias para o acionamento com o auxílio do ADAMS/Car.

De acordo com a figura 56, que apresenta a interface do sistema de direção, notam-se as inclusões dos dados geométricos relacionados às dimensões de deslocamento frontal, ângulo do pino mestre e ângulo de cáster.

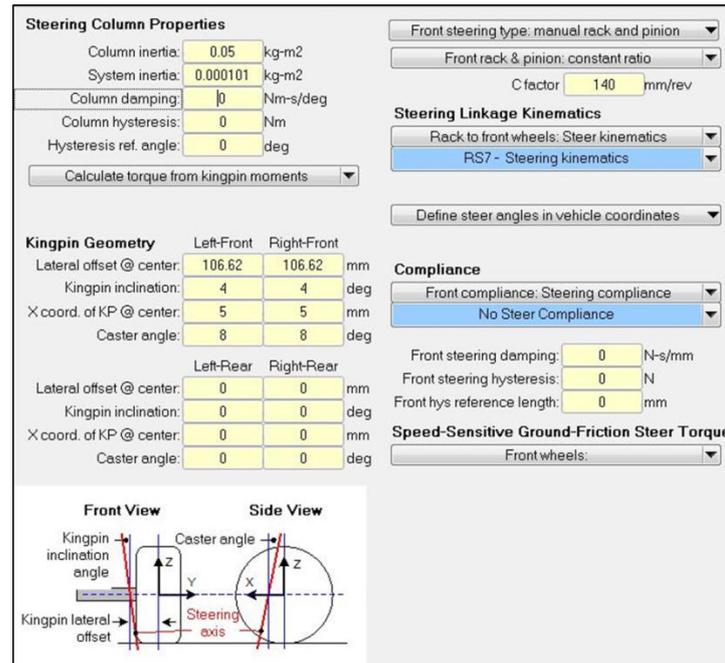


Figura 56 – Interface do modelo de direção.

Fonte: Autor.

Foi elaborado um estudo cinemático envolvendo o modelo da suspensão dianteira e o sistema de direção do RS7, utilizando o *software Optimum Kinematics*, conforme figura 57.

O objetivo deste estudo é de retirar a curva de ângulo de esterço das rodas, em função do curso da cremalheira.

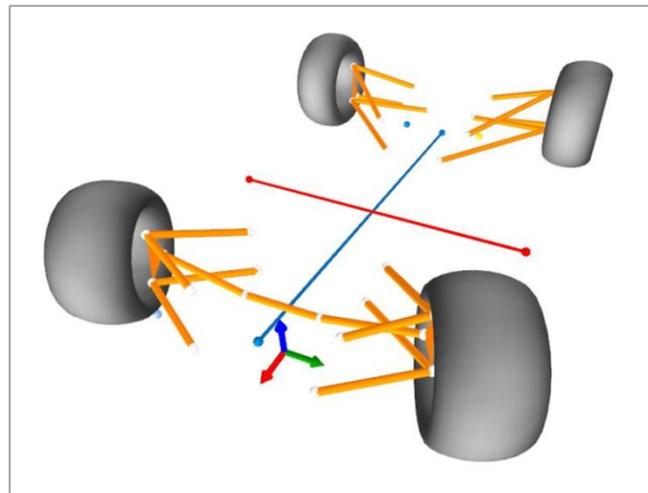


Figura 57 – Modelo cinemático da direção.

Fonte: Autor.

A relação “C”, que o Carsim trata como sendo a relação do ângulo do volante em função do curso da cremalheira, foi dado de entrada, gerando a curva da figura 58, que reflete apenas no coeficiente angular, pois no RS7 o curso máximo de giro do volante é de 236° entre batentes. Embora valores de relação de direção sejam altos para os veículos de competição do tipo Fórmula SAE, isto pode ser explicado como um pré-requisito de segurança para garantir

que o piloto realize todas as manobras sem a necessidade de tirar as mãos do volante. Isso também ajuda no desempenho e sensibilidade do condutor, mas por outro lado prejudica no conforto, pois o piloto sofrerá com o desgaste físico.

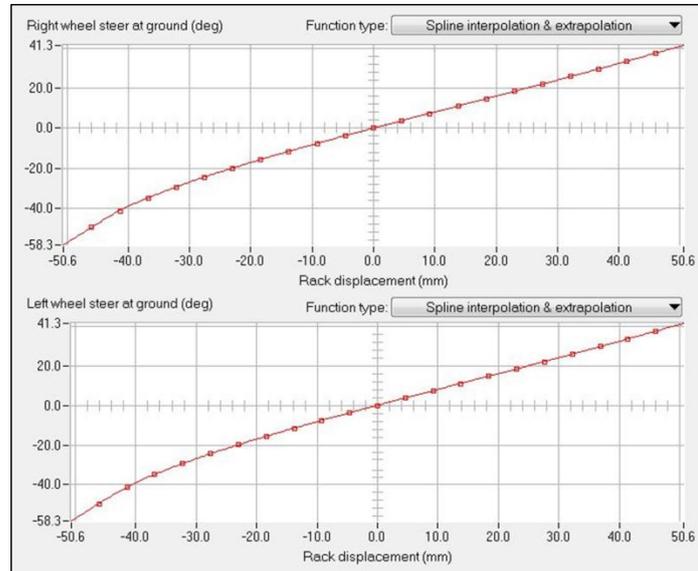


Figura 58 – Curva do esterço em função do curso de cremalheira.
Fonte: Autor.

3.2.6 Suspensão dianteira

O modelamento da suspensão dianteira inicia pela inclusão da dimensão de bitola, e dos dados dinâmicos de inércia da massa girante e do valor de massa não suspensa, como mostrado na figura 59.

Mass and Inertia

Unsprung mass (both sides): 10.20 kg
 Fraction steered (0-1): 0.9

Spin inertia for each side:
 Left: 0.35 kg-m² Right: 0.35 kg-m²

Geometry

Wheel centers: 1170.80 mm
 Dimensions are in millimeters

Sprung mass origin
 Set wheel center height here

Lateral coordinate of suspension center: 0 mm

Note:
 No roll center location is specified because the location and movement of the axle are defined by the kinematic data.

Front End View + Camber
 Top View + Toe

Kinematics Due to Jounce

Jounce at design load: 0 mm

Wheel Dive Movement

Dive as nonlinear function of jounce: RS7 - Caster change
 X movement as nonlinear function of jounce: RS7 - Wheelbase change

Wheel Roll Movement

Camber as nonlinear function of jounce: RS7 - Camber change
 -Y movement as nonlinear function of jounce: RS7 - Track change

Toe (Steer)

Toe as nonlinear function of jounce: RS7 - Toe Change

Static Alignment

Camber: -1 deg
 Toe: 0 deg
 Custom settings

Figura 59 – Interface do modelo da suspensão dianteira.
Fonte: Autor.

Foram considerados para o comportamento cinemático do RS7, cinco parâmetros que variam com o deslocamento no curso da suspensão dianteira. Estes parâmetros foram obtidos em estudo no *Optimum Kinematics*, e serviram como entrada no modelo dinâmico do Carsim, como ilustra a figura 60.

Foi estabelecido o deslocamento máximo da suspensão em 50 mm de curso positivo e 50 mm para o curso negativo.

Nesta fase de modelagem ainda não se define o curso real de trabalho da suspensão. O valor total adotado igual a 100 mm de curso de trabalho da suspensão serve apenas para obter a melhor extrapolação dos gráficos.

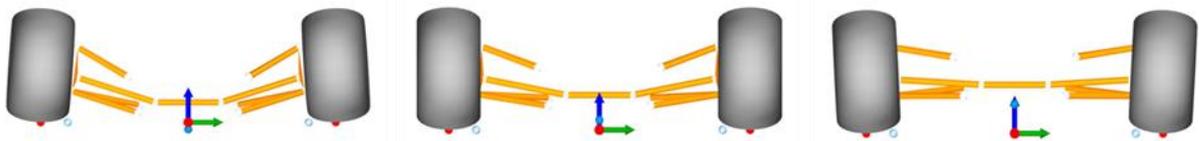


Figura 60 – Comportamento cinemático da suspensão dianteira.
Fonte: Autor.

De acordo com este deslocamento, o comportamento do ângulo de câster em função do curso da suspensão dianteira, varia de acordo com a figura 61.

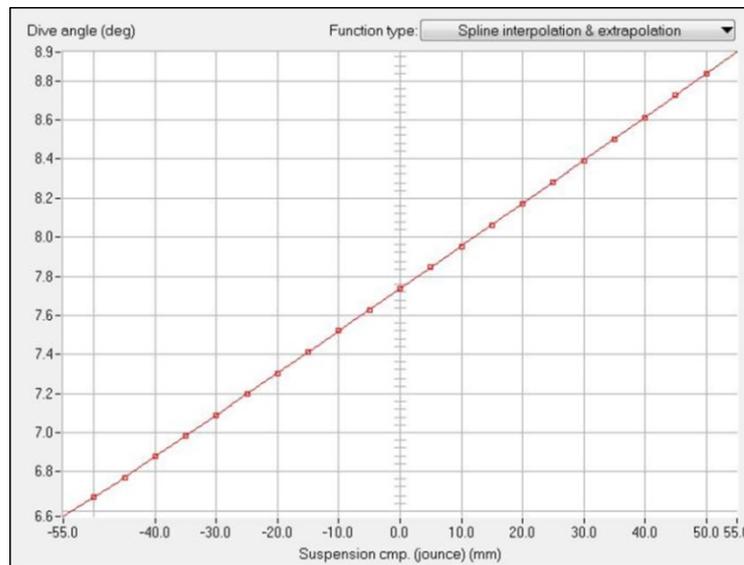


Figura 61 – Ângulo de câster em função do deslocamento da suspensão.
Fonte: Autor.

Outro parâmetro importante é a variação do deslocamento longitudinal dos rodados em função do deslocamento da suspensão, conforme figura 62.

A partir da posição estática, os valores positivos refletem em um ganho no entre eixo, e isso seria inversamente proporcional para valores negativos.

Como a suspensão traseira trabalha de maneira similar no comportamento de ganho ou perda no deslocamento longitudinal, o Carsim interage os valores, e fornece a dimensão real do entre eixo, em função do comportamento dinâmico da suspensão em trabalho simultâneo.

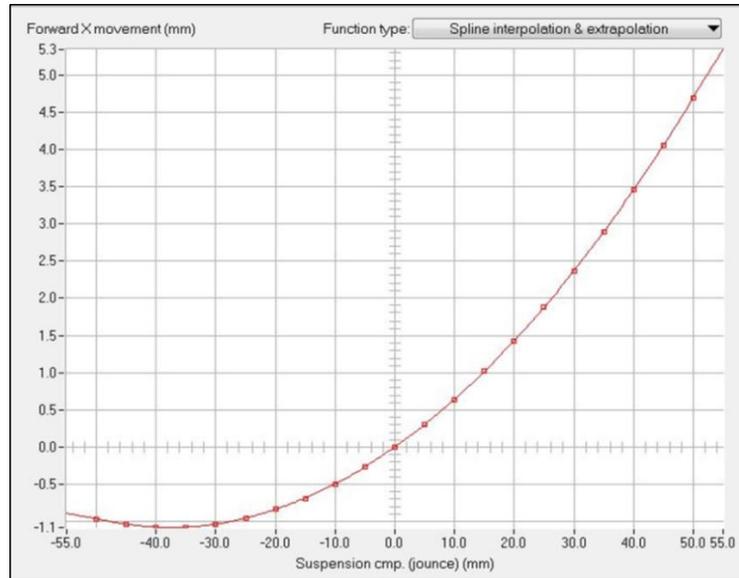


Figura 62 – Deslocamento longitudinal em função do deslocamento da suspensão.
Fonte: Autor.

Para obter o ângulo de camber em função do curso da suspensão, o *Optimum Kinematics* é submetido a uma situação de cambagem estática nula. Como RS7 apresenta melhor relação de desempenho em curvas devido ao ganho que o pneu possui em gerar força lateral, o modelo do veículo foi ajustado estaticamente com o camber negativo igual a 1° , conforme figura 63.

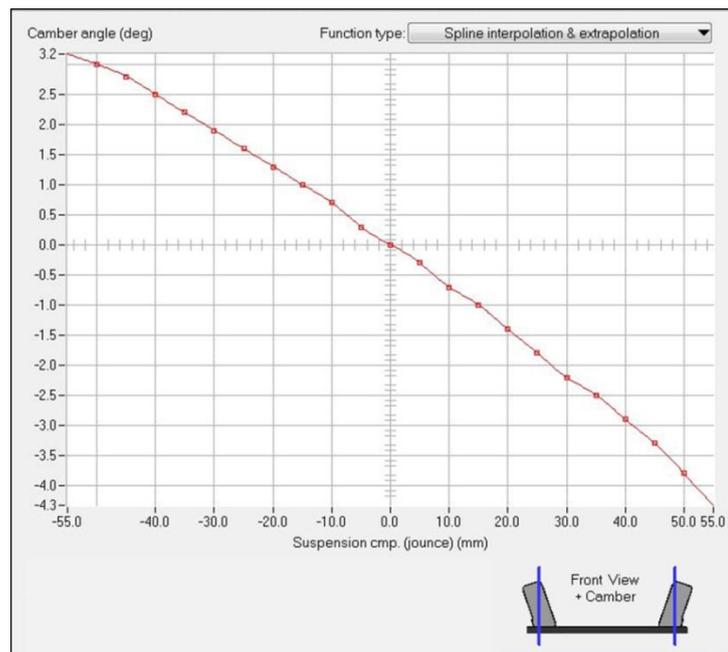


Figura 63 – Ângulo de camber em função do deslocamento da suspensão dianteira.
Fonte: Autor.

Outro parâmetro a ser analisado cinematicamente, é a bitola, que irá variar com o curso da suspensão, de acordo com a figura 64. O comportamento acontece devido ao deslocamento lateral dos rodados, onde valores positivos proporcionam um aumento na bitola, e para valores de deslocamento negativos, a um decréscimo na dimensão de bitola.

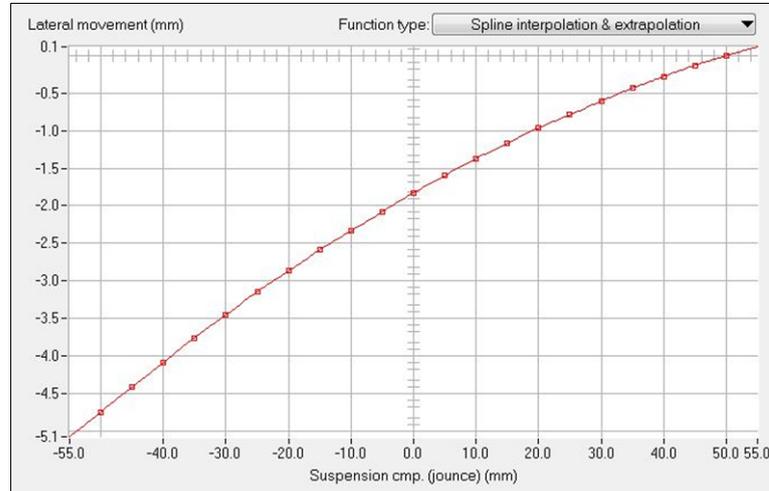


Figura 64 – Variação da bitola em função do deslocamento da suspensão.
Fonte: Autor.

A figura 65, estabelece uma pequena variação de divergência no curso total da suspensão, resultando na estabilidade durante a execução das manobras. A relação de divergência para o trabalho de deslocamento da suspensão na construção do modelo dinâmico do RS7 é neutra para a dianteira, o que promove maior estabilidade direcional para o veículo.

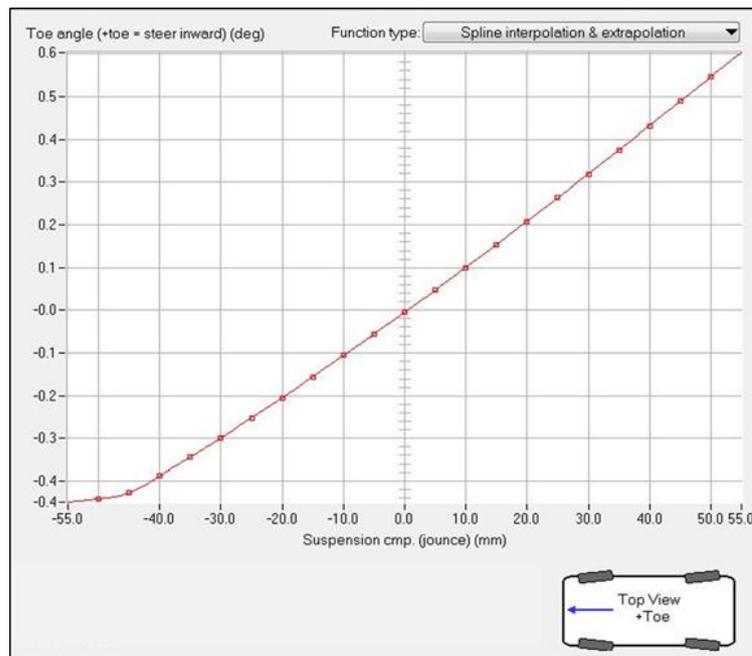


Figura 65 – Relação de divergência em função do deslocamento da suspensão.
Fonte: Autor.

3.2.7 Suspensão traseira

Para o sistema de suspensão traseira a sequencia de modelamento é similar a da suspensão dianteira, pois se tem o mesmo tipo de suspensão com duplo braço de controle.

Porém pequenos ajustes no modelo se fazem necessários, devido à massa não suspensa ser 18% maior na traseira, e a dimensional de bitola traseira ser 22 mm maior que a dianteira, assim como o camber estático estar com 0,5° negativo.

A suspensão traseira esta ligada diretamente a capacidade trativa objetivando desempenho, diferentemente do aspecto da suspensão dianteira que prevê melhor capacidade direcional devido a sua concepção construtiva.

3.2.8 Molas e amortecedores traseiros e dianteiros

É atribuído aos conjuntos de molas e amortecedores característicos de rigidez e amortecimento idênticos ao apresentado na modelagem multicorpos.

A figura 66, ilustra a interface dos parâmetros da dianteira e traseira do veículo.

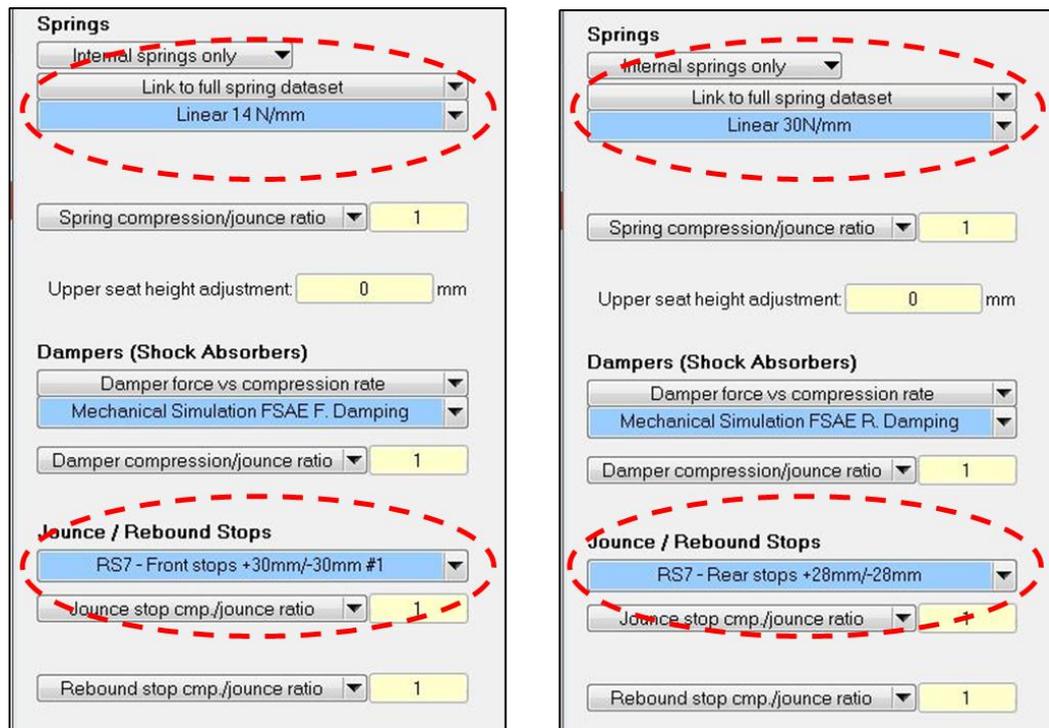


Figura 66 – Elementos de força para suspensão dianteira e traseiro.

Fonte: Autor.

As molas apresentam valores lineares de rigidez, e suas curvas já foram discutidas no capítulo 3.2.6, o coeficiente de amortecimento será similar a curva mencionada no modelo multicorpos do capítulo 3.2.7.

Outro parâmetro relevante é o curso do amortecedor dianteiro com dimensões de projeto igual a 60 mm máximo, preestabelecendo um deslocamento de 30mm de curso positivo e 30 mm de curso negativo. Para a traseira foi estabelecido um curso positivo igual a 28 mm e os mesmos 28 mm para curso negativo.

É necessário nesta fase adotar o valor referente à razão de instalação do conjunto mola e amortecedor que foi considerado como sendo igual a “1” para os dois eixos.

Tanto para o modelo do Adams como para o modelo experimental, o veículo foi parametrizado para rodar sem o uso das barras anti-rolagem, logo no modelo do Carsim a rigidez será considerada nula.

3.2.9 Sistema de modelagem do pneu

O modelo do pneu sugerido para o Carsim seguirá as mesmas relações de forças de interação entre pneu e solo aplicados ao modelamento multicorpos, estes parâmetros foram extraídos através do consórcio MRA, em conjunto com a *Calspan*, (Kasprzak, Gentz, 2006).

A figura 67 ilustra a interface dos parâmetros a serem acrescentados ao modelo do pneu.

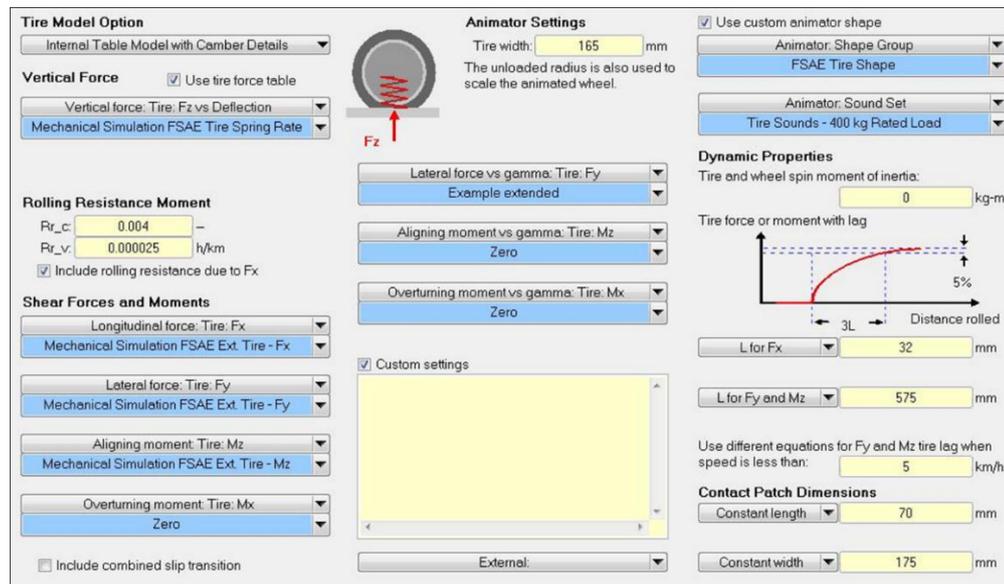


Figura 67 – Interface do modelo do pneu.

Fonte: Autor.

3.3 Modelo Experimental

O trabalho conta com a parte experimental realizada no campus da FEI, revela o modelo Fórmula SAE RS7, como base deste estudo. O veículo mostrado na figura 68

participou das competições mundiais nos anos de 2012 e 2013, classificando-se entre os dez melhores protótipos na competição realizada em Michigan, EUA.



Figura 68 – Fórmula SAE RS7.
Fonte: Autor.

Hoje, estudantes e técnicos da FEI, vêm aprimorando cada vez mais a maneira de coletar, armazenar e interpretar os dados adquiridos nos testes de comportamento dinâmico dos veículos.

No entanto, não há um histórico de estudo sobre o esforço na coluna de direção. O que se tem são relatos subjetivos sobre a sensibilidade do piloto no tocante à força que o mesmo aplica, e o seu desgaste ao longo das provas de validação, como é padrão em praticamente toda história do automobilismo nacional e internacional.

A proposta parte da instrumentação total do veículo, como segue a figura 69, utilizando instrumentos de aquisição de dados, sensores, extensômetros, acelerômetros e um programa para leitura e interpretação do comportamento dinâmico do veículo, adotando critérios para montagem conforme (SEGRS, 2008).

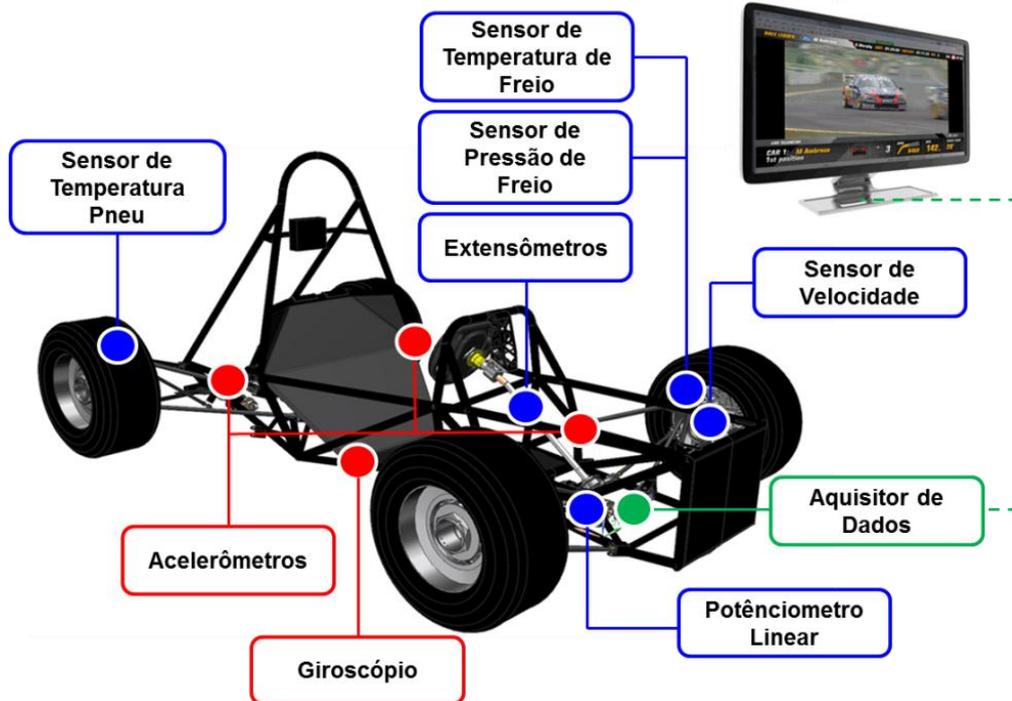


Figura 69 – Disposição da instrumentação.
Fonte: Autor.

3.3.1 Aquisitor de dados

Foi utilizado o aquisitor de dados Modelo EDL3 Motec®, conforme figura 70, com o intuito de capturar, armazenar e gerenciar os sinais obtidos dos sensores. Este equipamento é composto por uma placa mãe gerenciadora de sinais, com entrada de sensores de alta resolução.

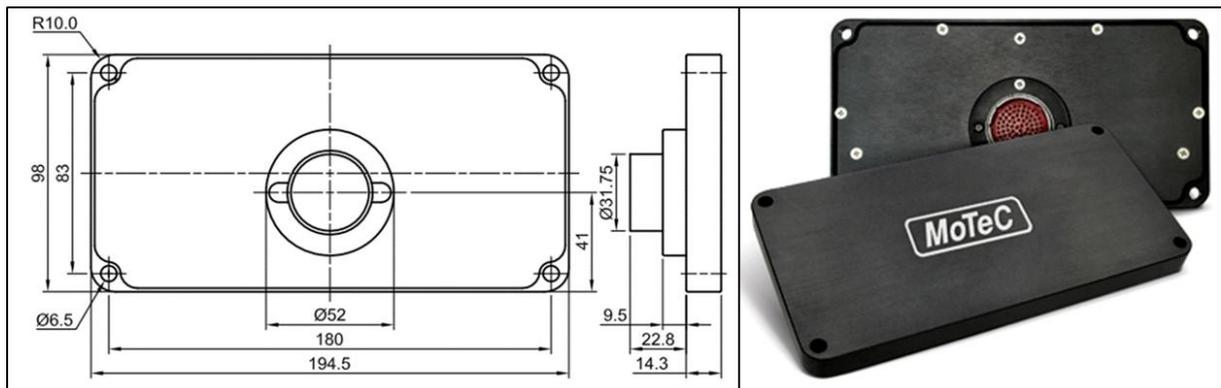


Figura 70 – Aquisitor de dados - EDL3 MOTEC.
Fonte: Autor, “www.motec.com.au.”

Concebido sobre uma plataforma flexível, permite a inclusão de inúmeros componentes, assim como várias opções disponíveis de atualizações para personalizar e fazer crescer o seu desempenho; integrando, sensores, dispositivos, atuadores, etc. Com capacidade de armazenamento que chega a 16MB, possui interface com o software MOTEC I2 Pro, utilizado para analisar os dados coletados.

O EDL3 foi instalado no veículo na região próxima a caixa de direção, justamente no assoalho o que garante uma boa superfície para fixação, conforme figura 71.

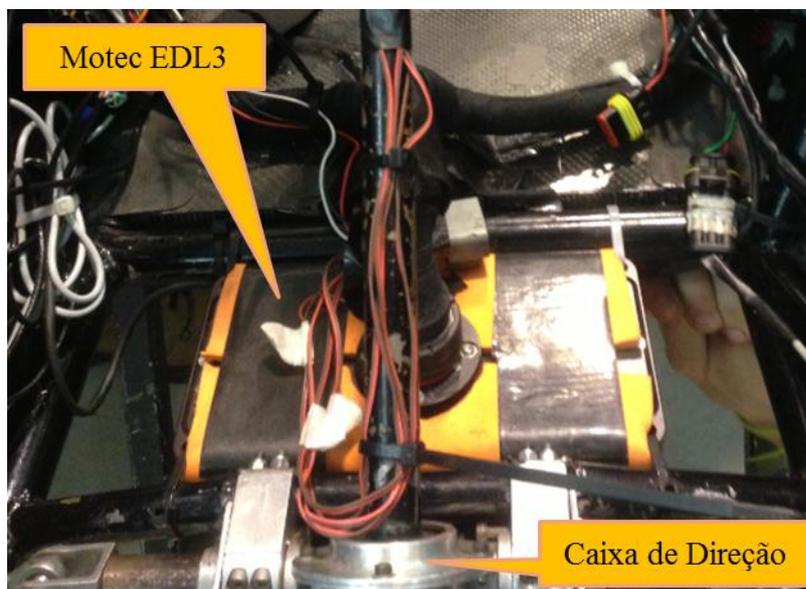


Figura 71 – Instalação - EDL3 MOTEC.
Fonte: Autor.

3.3.2 Sistema giroscópio

No trabalho, o sistema giroscópico visto na figura 72, é instalado sob o assoalho do Fórmula, capaz de medir as velocidades angulares nos três eixos. Podendo assim com clareza, entender as variações em mergulho, arfagem e rolagem.

A capacidade de aquisição destes sensores chega a velocidades angulares de 150 °/s em um dos eixos, e 100 °/s nos demais eixos. A taxa de aquisição é igual a 25 Hz (SEGERS, 2008).

Seu uso é de extrema importância quando se deseja entender e dimensionar o veículo para condições de curva onde não há um equilíbrio na transferência de carga, pois as perdas de aderência devido ao escorregamento lateral são significativas.

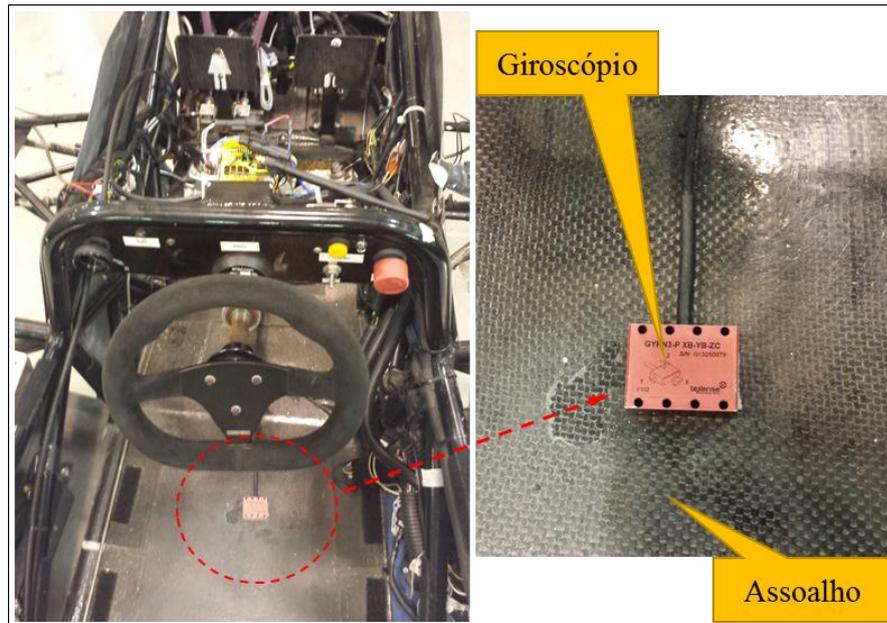


Figura 72 – Giroscópio.
Fonte: Autor.

3.3.3 Sensor de Pressão de freio

Para garantir a dosagem ideal de pressão imposta nos freios é importante ter conhecimento como está a distribuição entre as linhas de alimentação do freio traseiro e dianteiro. Para isso, a pressão do freio pode ser obtida através da instalação de um transdutor de pressão capaz de apontar possíveis desbalanceamentos e auxiliar na calibragem ideal.

Na figura 73, observa-se a criação de uma ramificação que permitirá a leitura da pressão na linha.

A capacidade máxima do sensor atinge 200 bar de pressão.

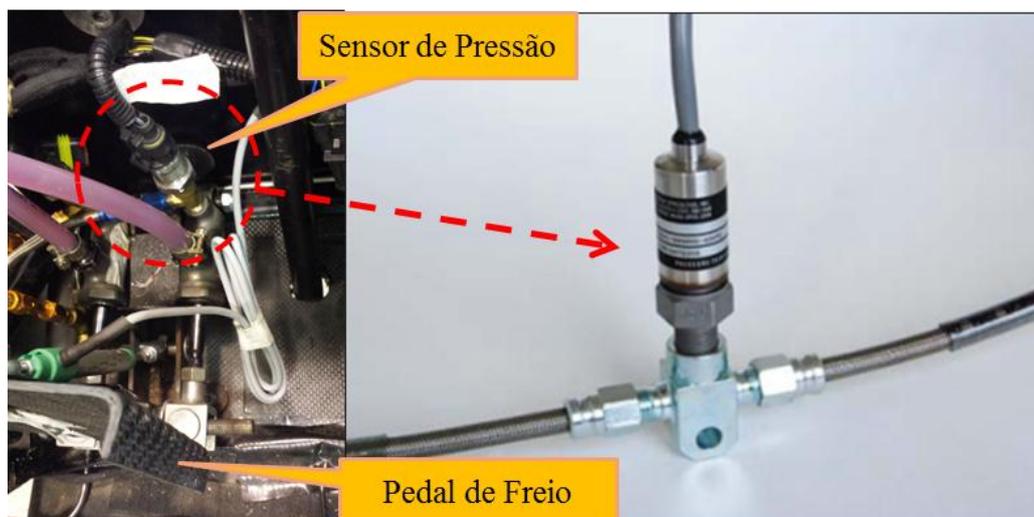


Figura 73 – Sensor de pressão da linha de freio.
Fonte: Autor.

3.3.4 Sensor de Temperatura dos Pneus

Foram agrupados no suporte conforme figura 74, três sensores infravermelhos, para medir a temperatura do pneu, com capacidade de capturar temperaturas na ordem de 150°C, os sensores estão em pontos equidistantes a 50mm dos rodados.

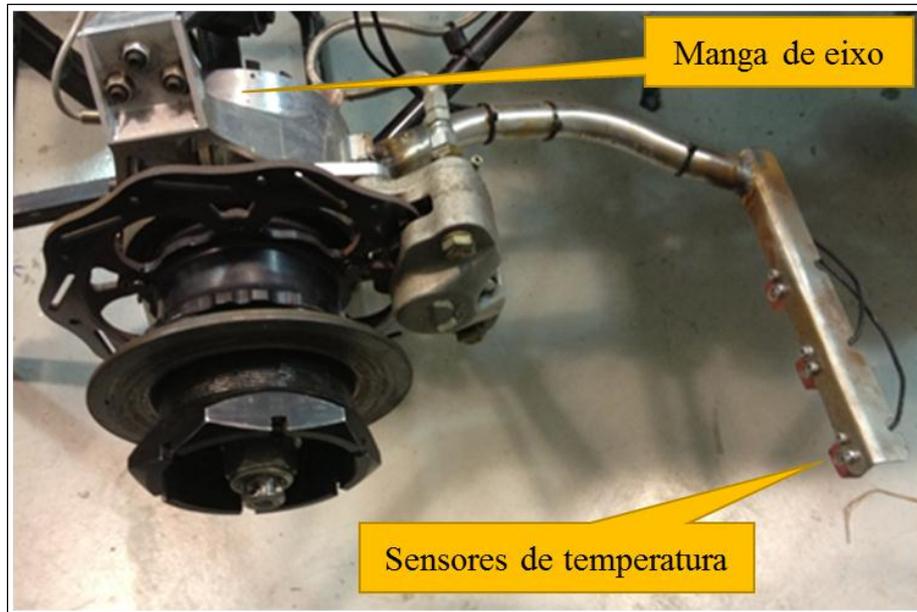


Figura 74 – Sensores de temperatura do pneu.
Fonte: Autor.

Estes conjuntos de termopares indicam se o pneu está ou não na zona de temperatura classificada como ótima, ou se necessita de aquecimento. Este monitoramento auxilia no acerto do veículo e no entendimento ao comportamento as variações de temperaturas que podem gerar maior ou menor capacidade de absorver forças laterais.

3.3.5 Acelerômetros

Trata-se de um conjunto de sensores responsáveis por medir simultaneamente acelerações nos eixos X, Y e Z. No teste foi utilizado o acelerômetro Piezo resistivo de capacidade de +/- 5G. A taxa de aquisição utilizada foi de 20 Hz, conforme recomendações (Segers, 2008).

Na figura 75, é possível verificar a localização de instalação de cada sensor, sendo que dois dos acelerômetros foram instalados no centro de cada eixo, e um terceiro esta posicionado respeitando as coordenadas X e Z do centro de gravidade, e devido a impossibilidade a coordenada Y não foi respeitada.

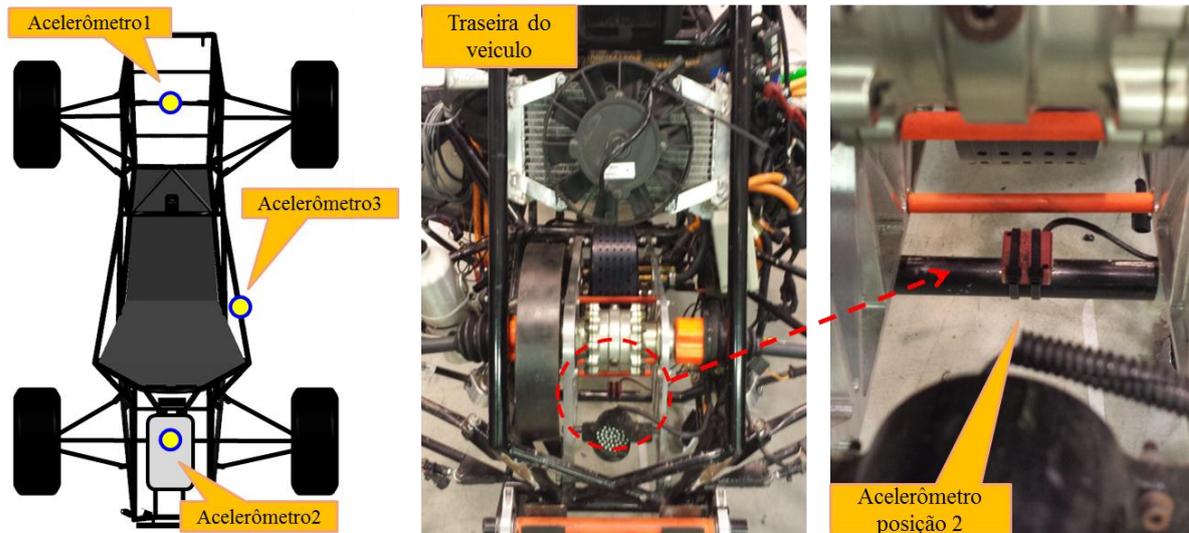


Figura 75 – Instalação dos acelerômetros.
Fonte: Autor.

A mudança da resistência elétrica do extensômetro é proporcional à aceleração, e sua função para os testes é fundamental para prever e quantificar o tempo que o Formula consegue manter a aceleração lateral constante.

3.3.6 Potenciômetro Linear

Trata-se de um sensor com deslocamento linear, indutivo que opera entre as faixas de 0 a 5V, transformando o movimento linear do curso do conjunto amortecedor e mola em variação de resistência. Quatro potenciômetros lineares foram instalados no conjunto de suspensão, de maneira paralela ao curso de trabalho, conforme indicado na figura 76.

A taxa de aquisição usado em cada potenciômetro foi de 200 Hz, conforme recomendações (Segers, 2008).

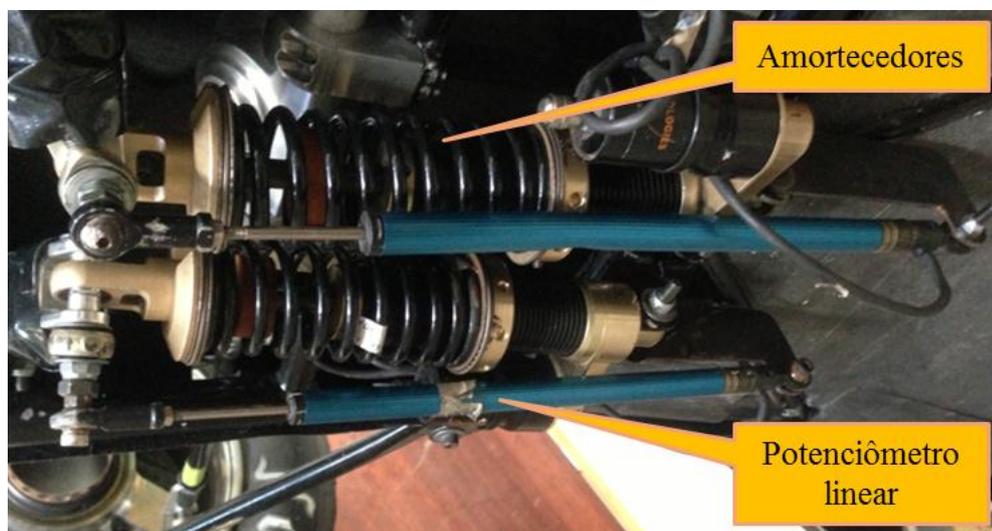


Figura 76 – Potenciômetro linear – amortecedores.
Fonte: Autor.

Como o veículo possui um potenciômetro em cada conjunto de amortecedor e mola, podem-se obter as variações de atitude vertical decorrente das variações oscilatórias aquisitadas em cada rodado ao executar uma curva . Pode-se também obter a diferença de altura que o veículo assume em qualquer ponto da pista de teste, bem como os ângulos de rolagem.

Para o sistema de direção foi utilizado o mesmo conceito, respeitando o deslocamento máximo limitado pela cremalheira que é de 70 mm. O potenciômetro foi disposto à estrutura da caixa de direção e ligado em sua extremidade a fim de se obter a leitura precisa do deslocamento, conforme figura 77.

A taxa de aquisição utilizada foi de 20 Hz, e é recomendado para mapear o trabalho direcional que o piloto impõe ao veículo.

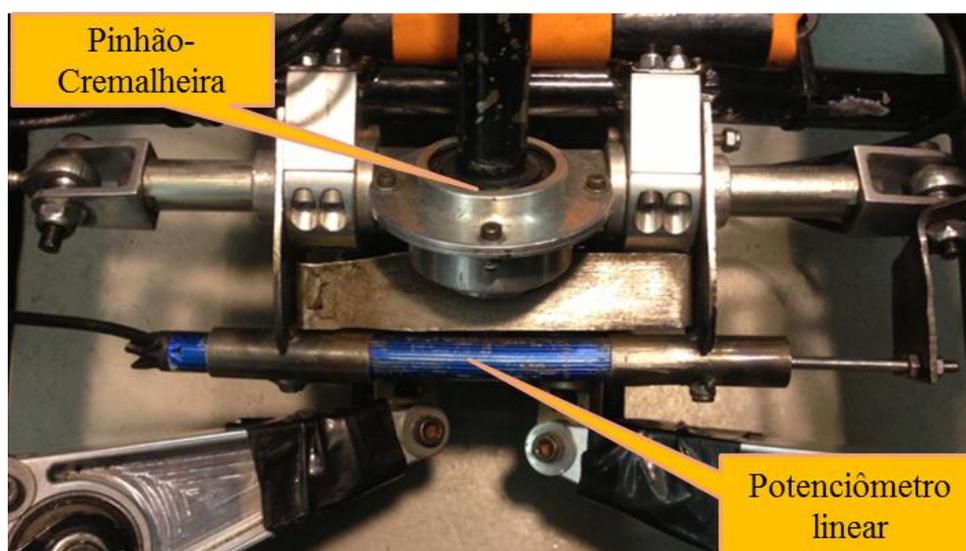


Figura 77 – Potenciômetro linear – direção.
Fonte: Autor.

3.3.7 Extensômetria na Coluna de Direção

Um corpo tende a se deformar quando sofre a ação de uma força externa. No entanto se esse corpo permanece em seu domínio elástico é possível medir essa deformação.

Para leitura e a interpretação dos esforços solicitados ao girar o volante, foi utilizado um conjunto de extensômetros elétricos, devidamente posicionados num arranjo formando uma ponte completa de *Wheatstone*, conforme ilustrado na figura 78.

A fim de evitar distorções nos sinais, os extensômetros foram fixados na extremidade inferior da coluna de direção após o conjunto pinhão-cremalheira.

Composto por uma resistência elétrica muito fina, o extensômetro é fabricado sobre uma base isolante, que foi colada na coluna de direção, em uma área limpa previamente preparada, objetivando a deformação.

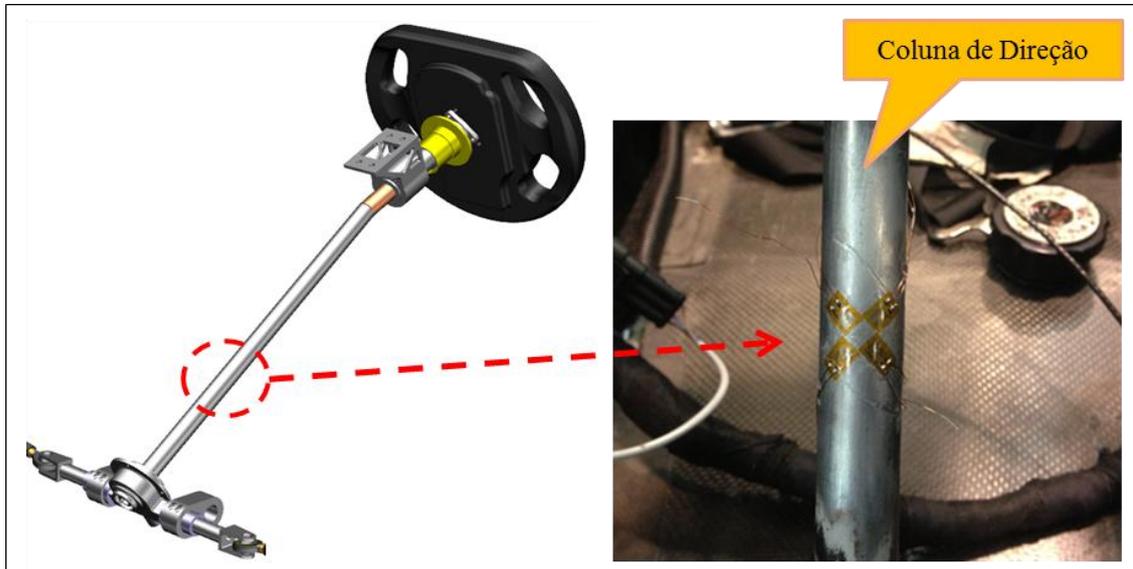


Figura 78 – Posicionamento dos extensômetros.

Fonte: Autor.

Foram utilizados quatro extensômetros Excel Sensor® PA-06-125AA-350L, biaxiais com fator K de extensometria igual a $2,13\text{mV/V}$. Sabe-se, que uma boa leitura comparativa acontece quando sua tensão pode ser aproximada a 2mV/V . O princípio de colagem seguiu o alinhamento, respeitando o sentido da deformação a 45° formando uma roseta. Vale ressaltar que o circuito elétrico aplicado como medidor de resistência foi à ponte completa de Wheatstone, ideal para medições de pequenas variações de uma resistência, que converte deformação em tensão elétrica.

Foi elaborada uma célula de carga, utilizando um torquímetro instrumentado junto ao aquisitor de dados de maneira a reproduzir e garantir a confiabilidade no sinal conforme figura 79.

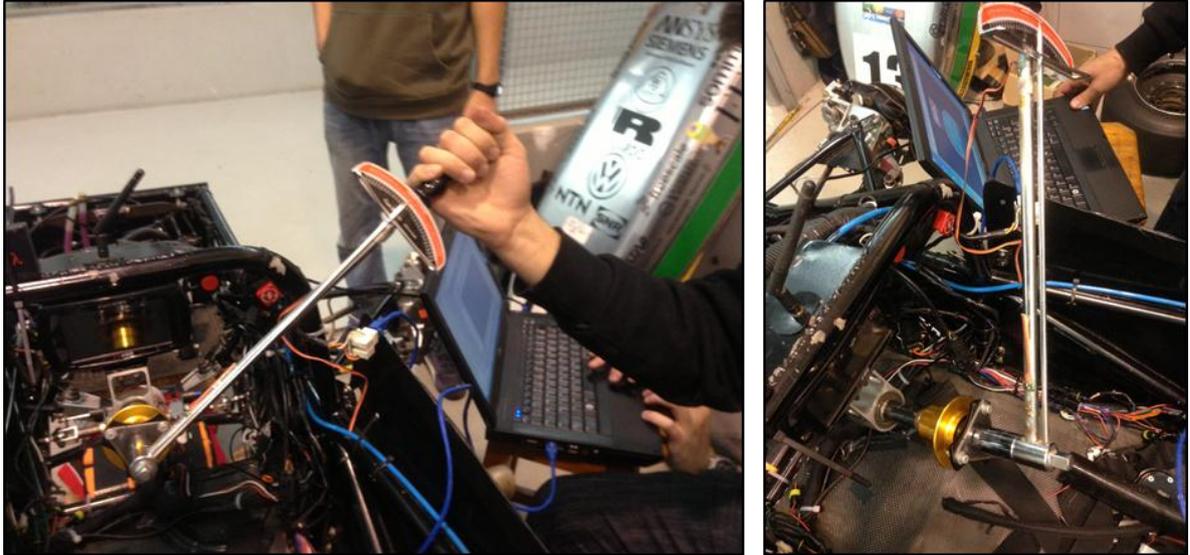


Figura 79 – Célula de carga
Fonte: Autor.

À medida que era aplicado momento sobre o torquímetro, o sinal era enviado ao aquisitor de dados. Uma rotina de 10 simulações foi imposta e, ao longo de todo o ensaio o sistema de direção estava travado na cremalheira.

Os sinais dos medidores de tensão são geralmente muito pequenos e precisam ser amplificados por um amplificador aferidor de tensão. Para o experimento foi aplicado o modelo SGA Motec que permite ajustar ganho de 130 para 440 V/V.

4 VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA DINÂMICA E MULTICORPOS

A fim de correlacionar as simulações virtuais do Adams e do Carsim com o modelo do veículo experimental em regime permanente, foi estabelecida a manobra conhecida como “*Skid Pad*”. Essa manobra consiste em percorrer trajetórias circulares sendo duas voltas para a esquerda e duas voltas para a direita em torno de um diâmetro médio equivalente a 16,6 metros.

O traçado da pista é disposto de acordo com as métricas impostas na competição Fórmula SAE, onde seguindo a figura 80, através da posição dos cones, é suposto que o piloto tente percorrer sempre o menor trecho da pista. Esse tipo de manobra visa a obtenção da máxima aceleração lateral no menor tempo possível.

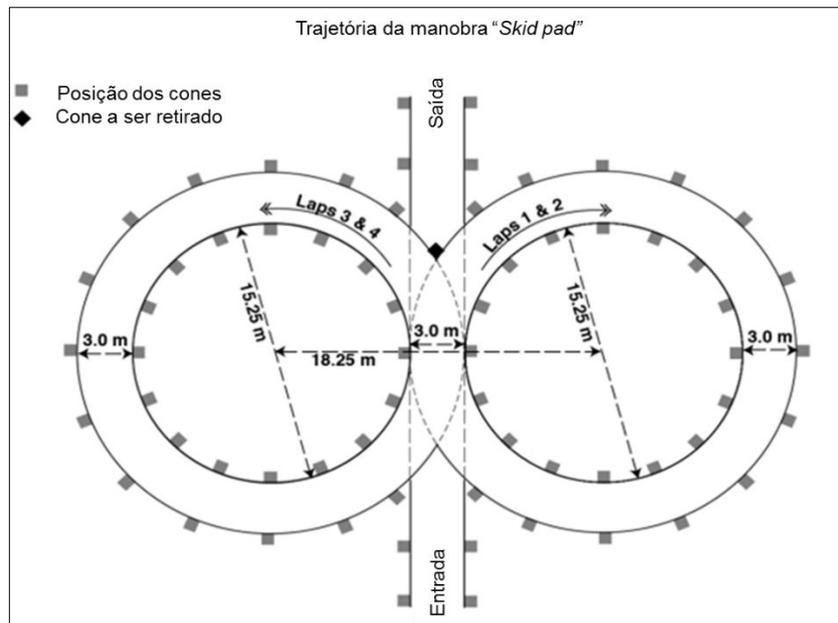


Figura 80 – Configuração da pista – “*Skid pad*”.

Fonte: Autor “Adaptado de” Fórmula SAE Rules 2014 (students.sae.org).

Os testes foram realizados no campus do Centro Universitário da Fei. A temperatura do asfalto nas trocas de mangas e tomadas de tempo esteve entre 25°C e 31°C.

Teoricamente, é suposto que o veículo permaneça em regime permanente para a manobra de raio e velocidade constante, mas é notado a seguir que experimentalmente devido a vibrações indesejadas dos subsistemas, juntamente com as imperfeições do solo, surgem oscilações no sinal adquirido.

O piloto neste tipo de manobra acaba por inúmeras vezes gerando impulsos indesejados na busca pela correção do traçado adequado, o que pode descaracterizar a manobra para um regime não permanente. Para minimizar tais ruídos, foram estabelecidos

velocidades de 18Km/h e 30Km/h, para o percurso fazendo com que o veículo não atinja o limite máximo de aceleração lateral.

No modelo do Adams, o traçado foi mantido idêntico ao experimental, com raio de giro de 8,3 metros. O veículo foi limitado a percorrer apenas no sentido anti-horário, mantendo o regime permanente para validação do estudo, conforme ilustrado na figura 81.

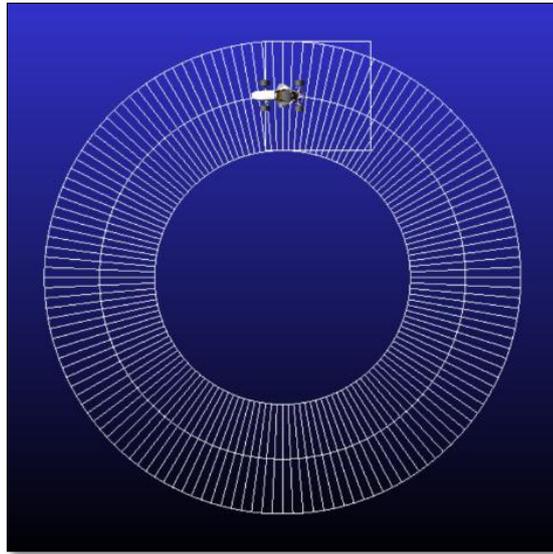


Figura 81 – Modelo da pista, “Skid pad” no Adams/Car.
Fonte: Autor.

No Carsim a manobra é modelada de acordo com a interface da figura 82. Primeiramente definiram-se os parâmetros de controle do condutor, ajustando a velocidade constante de 18km/h e 30 km/h.

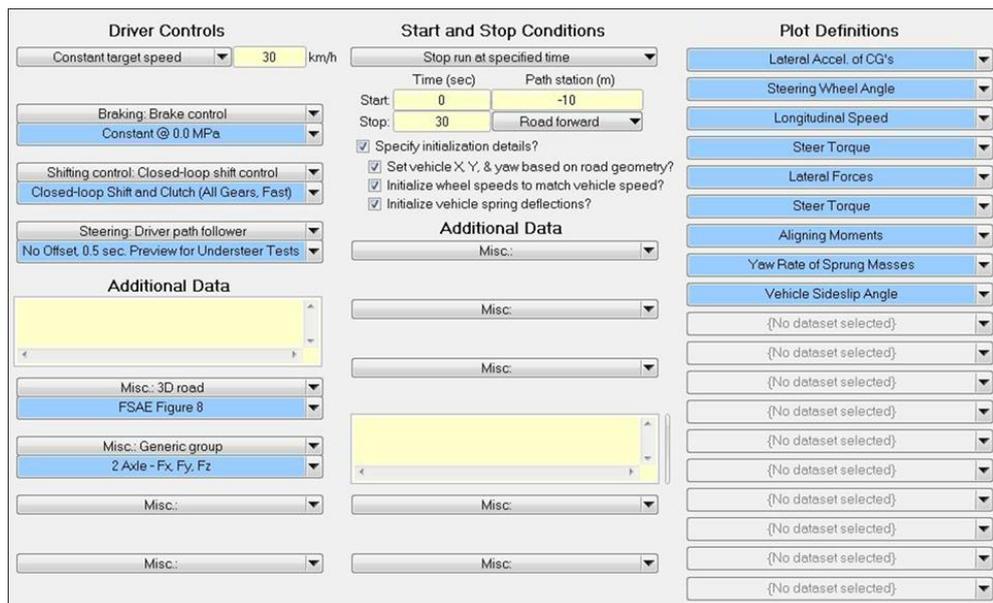


Figura 82 – Interface do modelo da pista “Skid pad”- Carsim
Fonte: Autor.

Definiu-se também que não haverá acionamento do sistema de freios durante a simulação. As trocas de marcha serão baseadas na velocidade, e em relação à curva de motor e as relações de transmissão. O parâmetro do ângulo de esterço foi definido através de uma rotina que garante que não exista diferença entre o trajeto realizado pelo veículo e pista modelada, fazendo com que o condutor mantenha o veículo no raio descrito pela manobra.

Em uma segunda instância escolheu-se a pista a ser executada, que foi modelada a partir das coordenadas definidas pelo regulamento da competição Fórmula SAE, como se verifica na imagem 83.

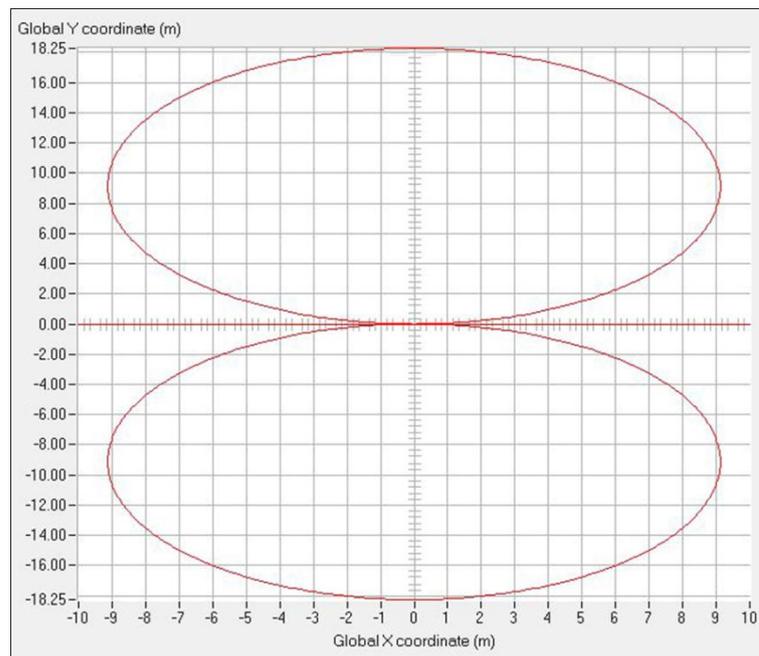


Figura 83 – Definição da trajetória para a manobra do “Skid pad”.

Fonte: Autor.

A figura 84 ilustra a trajetória que o veículo percorrerá ao longo de toda simulação.



Figura 84 – Modelo da Pista, “Skid pad” no Carsim.

Fonte: Autor.

Como o torque no volante é o parâmetro a ser investigado no estudo através da variação geométrica do rastro mecânico frente ao impacto que este promove, foi estabelecido para o primeiro cenário para validar os modelos, a primeira manga de eixo que promovia o rastro mecânico seria igual a 25 mm, este parâmetro também foi adotado para o veículo experimental utilizando a manga de eixo conforme figura 85.

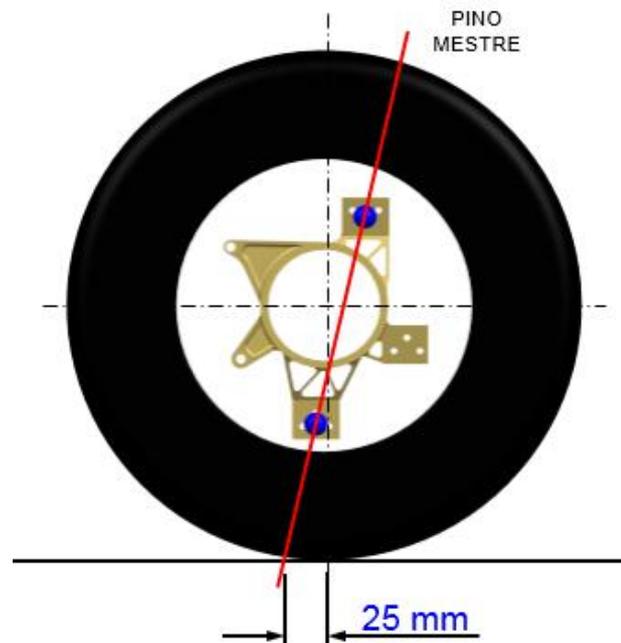


Figura 85 – Manga de eixo com rastro mecânico de 25 mm.
Fonte: Autor.

As figuras 86 e 87, ilustram a velocidade longitudinal do veículo capturada pelo GPS, sobreposta à simulação executada nos modelos do Adams e Carsim. Esse sinal possui oscilação fruto da interferência do piloto na maneira de conduzir. No entanto, os sinais obtidos pelos modelos virtuais foram lineares, pois a velocidade imposta não foi o dado oscilatório do experimento e sim um dado de entrada constante. O tempo médio coletado foi de 12 segundos, suficiente para realizar uma volta completa e concluir que, mesmo diante de uma pequena variação, o resultado se manteve dentro do esperado.

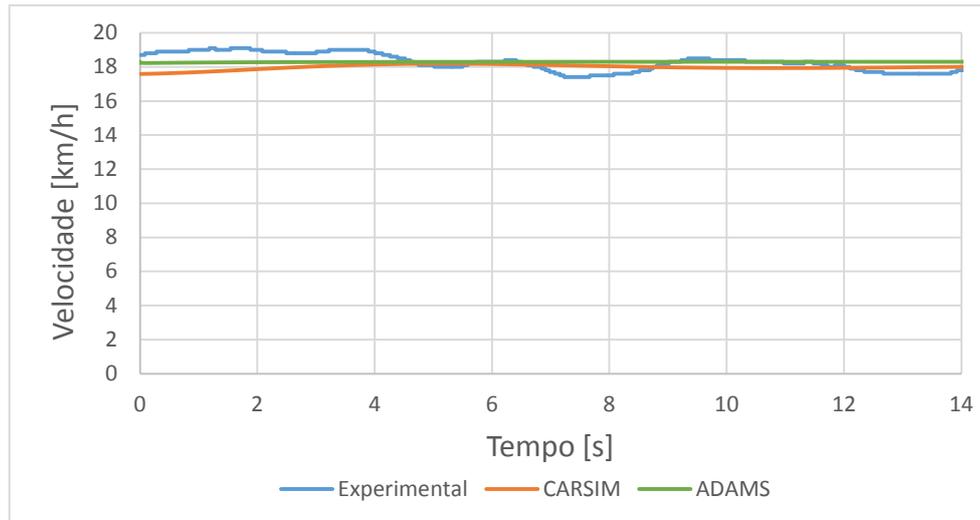


Figura 86 – Velocidade longitudinal com veículo a 18Km/h.
Fonte: Autor.

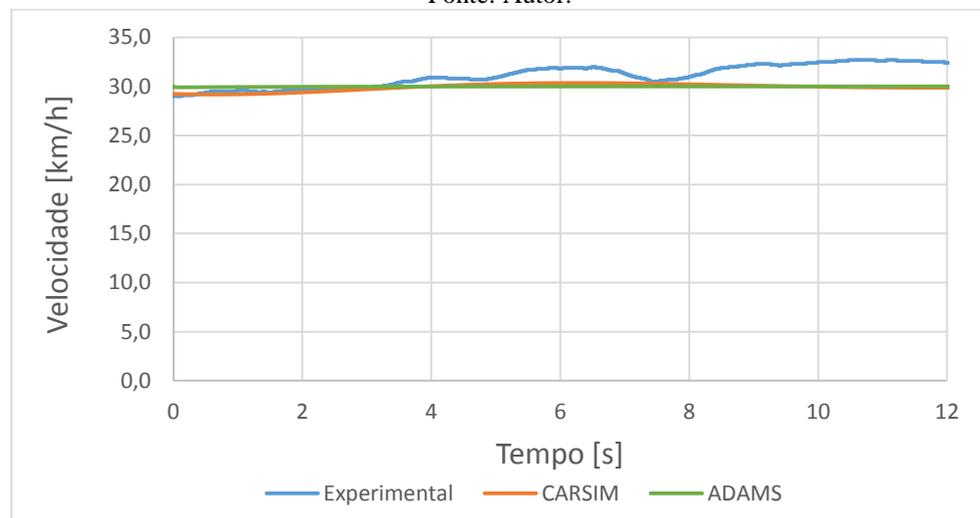


Figura 87 – Velocidade longitudinal com veículo a 30Km/h.
Fonte: Autor.

O potenciômetro linear instalado na cremalheira foi responsável por fornecer os dados necessários para permitir o cálculo do ângulo de esterçamento, como visto na figura 88. Ao longo da manobra, o piloto gera variações com picos em torno de 5° dentro de uma zona de trabalho na ordem dos 30° com o veículo a 18Km/h. Mesmo diante destas variações nota-se que os resultados se correlacionam bem.

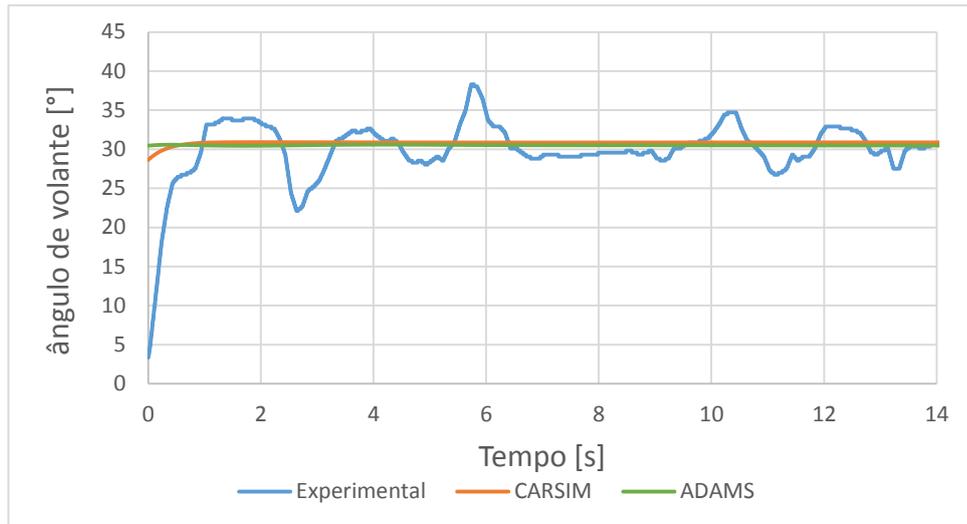


Figura 88 – Ângulo de volante com veículo a 18Km/h.
Fonte: Autor.

Com o aumento da velocidade para 30Km/h, o ângulo de esterçamento manteve o comportamento similar nos modelos aquisitados, conforme apresentado na figura 89.

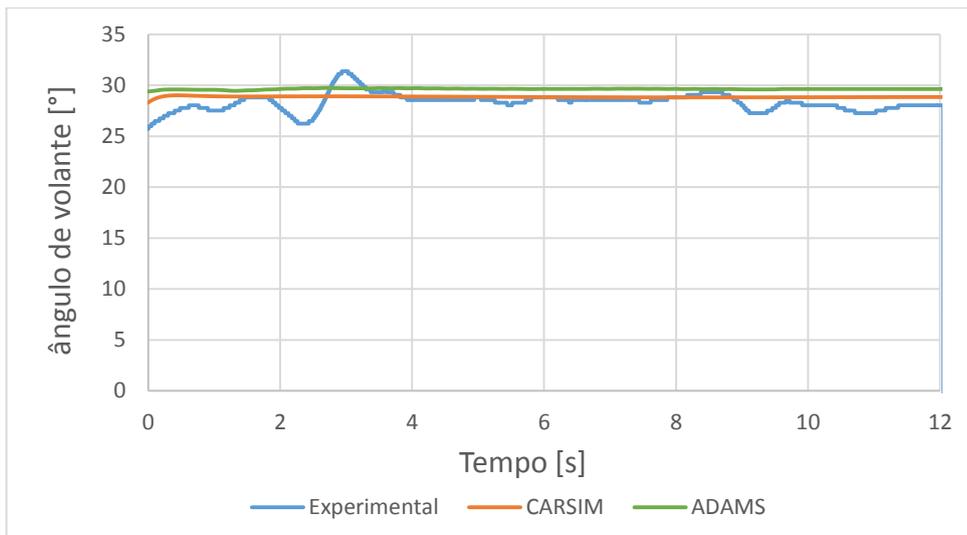


Figura 89 – Ângulo de volante com veículo a 30Km/h.
Fonte: Autor.

Os sinais aquisitados de velocidade e de ângulo de volante, poderiam servir como dados de entrada para os modelos virtuais, garantindo rigorosamente a interface entre piloto e veículo. Como o trabalho busca explicar o comportamento dinâmico em regime permanente e excitar os modelos a fim de se obter uma redução de torque no volante, esses dados não foram utilizados como entrada para os modelos virtuais.

Para garantir que a sensibilidade às mudanças do piloto no sistema de direção pudesse ser comparada e validada com precisão, as respostas de velocidade longitudinal nos modelos virtuais devem ser confiáveis, pois a aceleração lateral sofre influência quadrática no comportamento do veículo como descrito na equação 22.

$$a_y = \frac{V^2}{R} \quad (22)$$

Como a velocidade foi imposta aos modelos, tanto no Adams como no Carsim, os resultados foram sinais lineares bem próximos ao adquirido no experimento. Essas pequenas variações podem ser refletidas nas acelerações laterais adquiridas no experimento se comparadas às acelerações obtidas nos modelos virtuais de acordo com as figuras 90 e 91. No entanto, existe equivalência de comportamento se comparado ao sinal com maior amplitude oscilatório adquirido pelo acelerômetro instalado no CG do veículo.

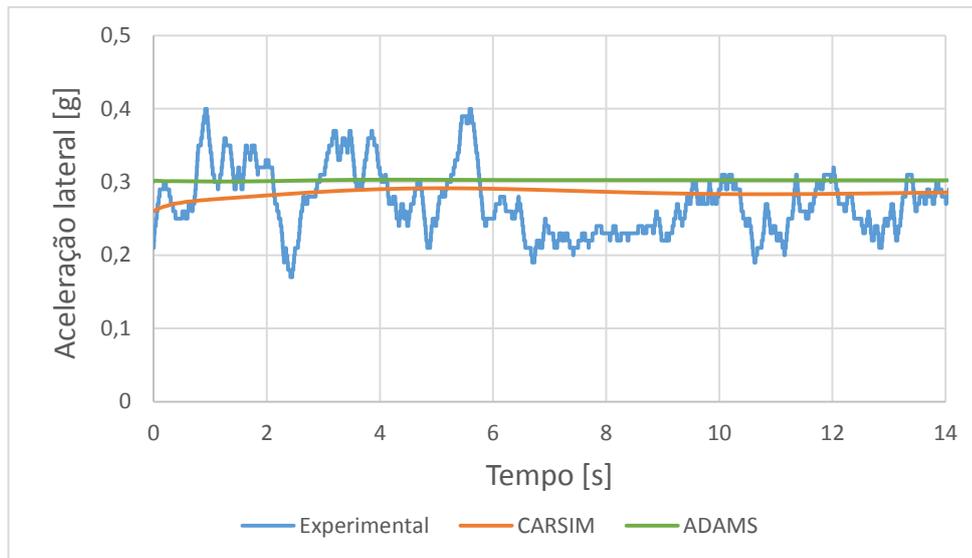


Figura 90 – Aceleração lateral com veículo a 18Km/h.
Fonte: Autor.

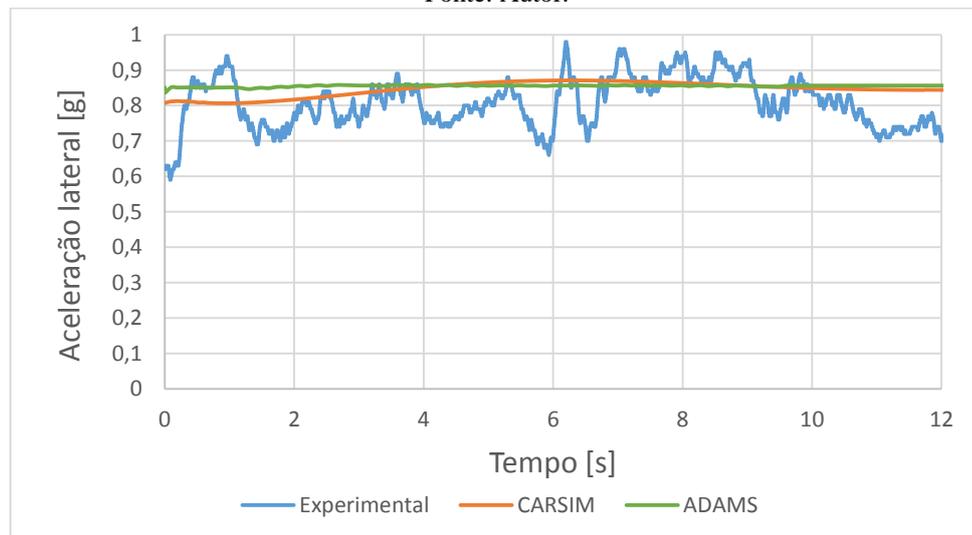


Figura 91 – Aceleração lateral com veículo a 30Km/h.
Fonte: Autor.

Com o aumento da velocidade, as amplitudes de aceleração lateral adquiridas se tornam maiores, como a taxa de aquisição dos acelerômetros é de 20 Hz o nível de ruído é notado no sinal experimental. O instante inicial da simulação representa uma imprecisão no

sinal devido a impossibilidade de simular a condição anterior ao estado em que o veículo se encontra ao iniciar a manobra.

Para a velocidade de guinada foi possível capturar o sinal experimental através do giroscópio posicionado no chassi, e comparar durante a simulação usando os modelos computacionais. De acordo com as figuras 92 e 93, é possível notar a correlação entre os comportamentos, para as velocidades de 18Km/h e 30Km/h respectivamente.

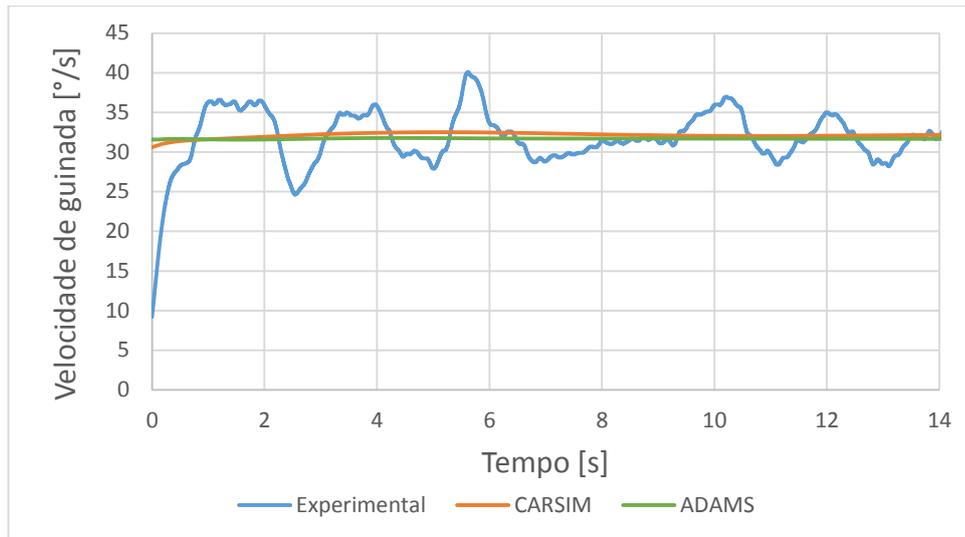


Figura 92 – Velocidade de guinada com veículo a 18Km/h.

Fonte: Autor.

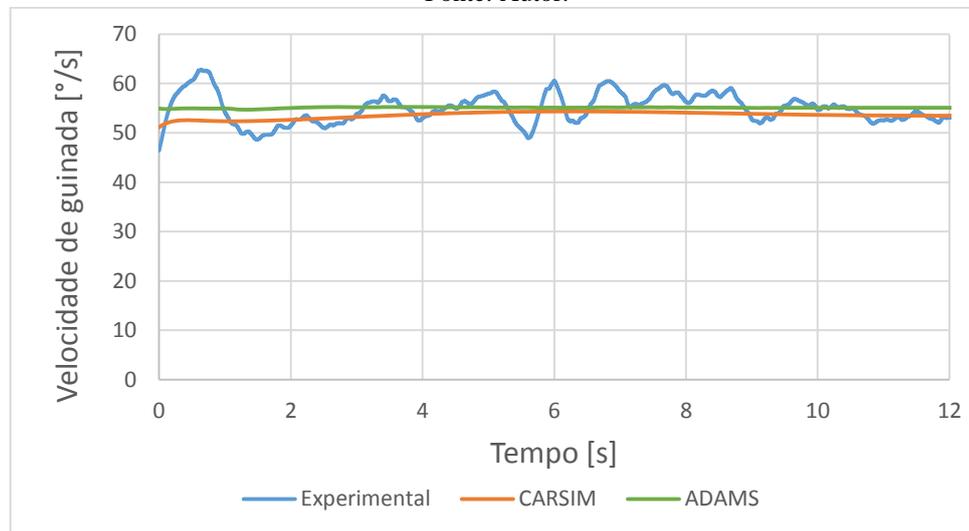


Figura 93 – Velocidade de guinada com veículo a 30Km/h.

Fonte: Autor.

Para garantir que o traçado executado na manobra de “*Skid pad*” na simulação experimental seja repetido com exatidão nos modelos virtuais, foi mencionado anteriormente a metodologia de modelagem da manobra em cada *software*. O que é possível verificar na figura 94, o deslocamento do veículo e sua trajetória.

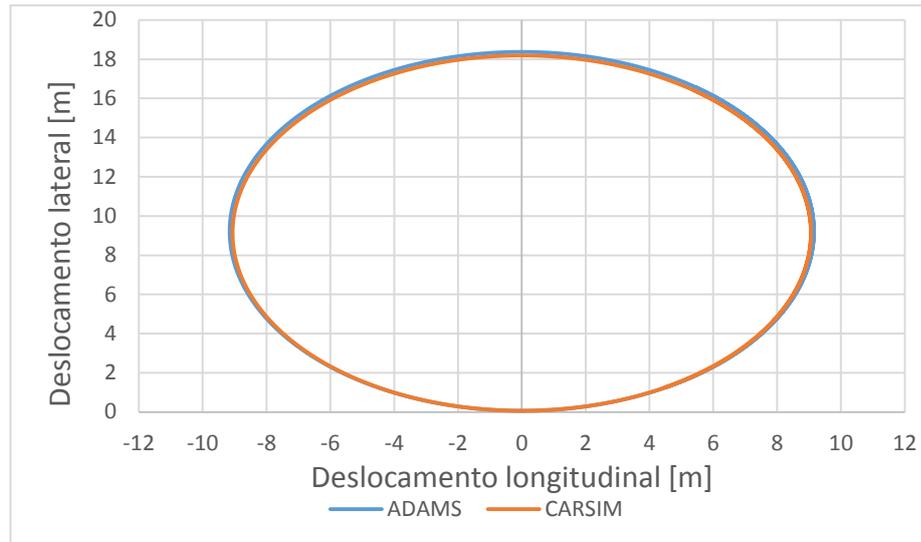


Figura 94 – Comparativo entre os modelos para a manobra de “Skid pad”.
Fonte: Autor.

O trajeto percorrido pelo veículo foi obtido através do sinal capturado pelo GPS e pode ser notada no quadro a esquerda da figura 95. Também é possível verificar no quadro a direita, através do software Motec I2 Pro, toda rotina das cinco horas de testes, capturada e armazenada no modulo que estava fixo ao chassi do RS7.



Figura 95 – Sinal do GPS.
Fonte: Autor.

Analisando as respostas de velocidade longitudinal e do ângulo de volante, sabendo que esses parâmetros não são dados de entrada para os modelos virtuais, mas que apresentaram igualdade no desenvolvimento da simulação, as respostas de aceleração lateral, velocidade de guinada e deslocamento do veículo nos modelos virtuais, são equivalentes ao modelo adquirido experimentalmente, possuindo a mesma tendência e fazendo com os modelos se correlacionem. Contudo é possível afirmar que o modelo elaborado no Adams e o modelo do veículo no Carsim, possuem características semelhantes e são capazes de representar virtualmente as condições do teste em regime permanente, reproduzindo com

rigor o comportamento dinâmico que o veículo executa na manobra. Mesmo diante da interferência do piloto na condução do veículo, bem como as folgas associadas à rigidez de cada sistema, e as não linearidades de componentes dos pneus, amortecedores e molas, o estudo se manteve em condições lineares, apresentando incertezas inferiores a 10%.

Uma vez o modelo consolidado é possível demonstrar o comportamento dinâmico e verificar outros resultados durante a manobra em regime permanente.

A resposta à transferência de carga aos rodados em situação de regime permanente foi capturada em um intervalo de 12 segundos, pois o veículo foi conduzido a uma trajetória circular anti-horário. Dessa maneira é possível notar, na figura 96, que na velocidade longitudinal de 30Km/h, cerca de 22% de força normal presente no lado esquerdo do veículo foi transferida para o lado direito. Percebe-se também que nesse intervalo o efeito da rolagem carrega o lado direito do veículo em cerca de 71%, quando comparado ao veículo estático apresentado na figura 44 da página 60.

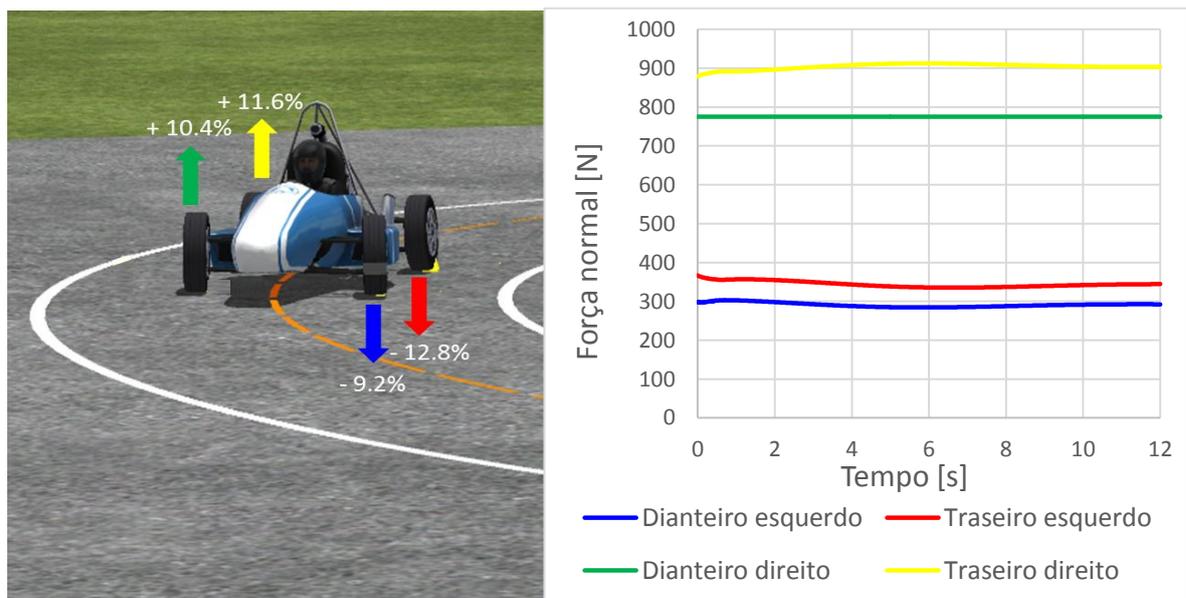


Figura 96 – Transferência de cargas normais.
Fonte: Autor.

O ângulo de rolagem é um parâmetro difícil de medir experimentalmente, devido à deformação não linear do pneu que deve ser levado em consideração. No entanto, podem-se estabelecer conclusões baseadas na taxa de rolagem simulada que foi de $0.9^\circ/g$ e $0.3^\circ/g$, para velocidades de 18Km/h e 30Km/h, conforme apresentado a figura 97.

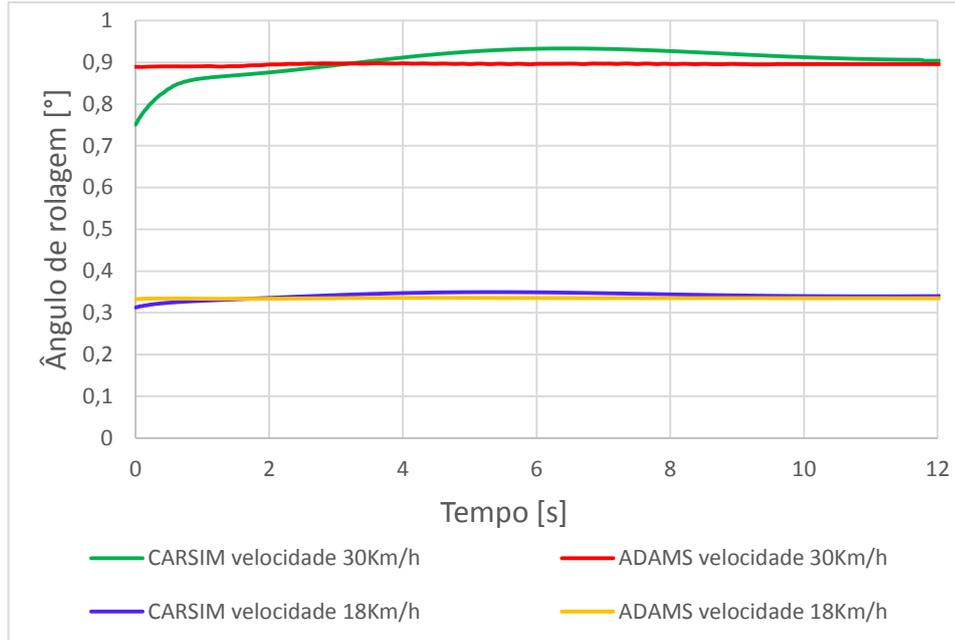


Figura 97 – Efeito da rolagem na simulação virtual.

Fonte: Autor.

Como o estudo da influência no torque do volante aplicado pelo piloto é de grande relevância para o trabalho, é importante salientar que a instrumentação do veículo por meio da extensometria gerou elevados níveis de amplitude e ruído, mesmo em baixas velocidades. Esse método por sua vez foi adequado para adquirir o veículo devido sua simplicidade no manuseio, frente aos instrumentos disponíveis para o experimento.

Na figura 98, é possível verificar que na velocidade longitudinal de 18Km/h, surgem picos de torque com elevada amplitude, sem estabilidade, pois esta resposta está ligada diretamente ao trabalho do piloto ao manter o veículo na trajetória descrita, somado ao grau de ruído absorvido por toda instrumentação.

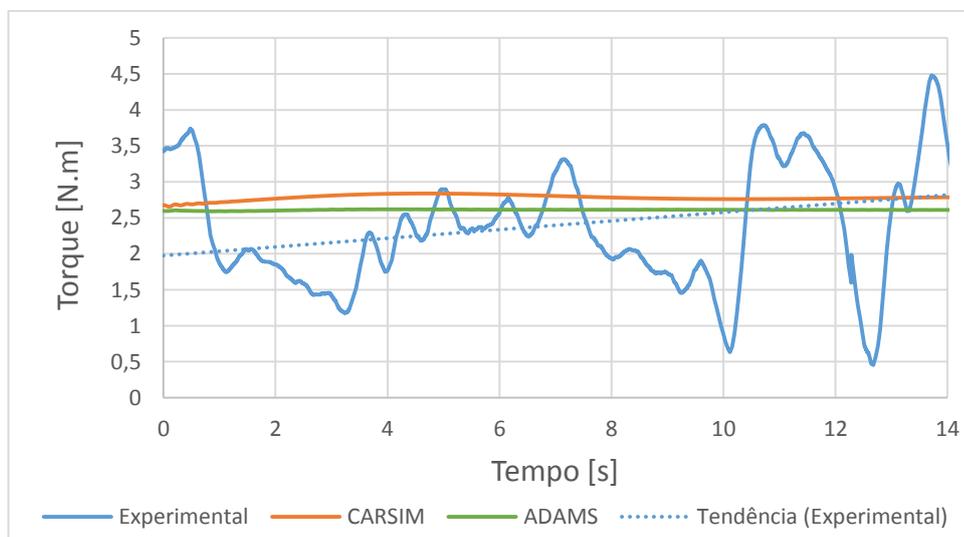


Figura 98 – Esforço na coluna de direção com veículo a 18Km/h.

Fonte: Autor.

Uma linha de tendência foi extraída do sinal adquirido que serviu como parâmetro comparativo aos modelos virtuais, onde é possível provar que houve boa relação no comportamento, fazendo com que o piloto conduzisse o veículo ao longo da manobra, gerando esforços de aproximadamente 2,5N.m.

No entanto, os resultados de esforços no volante extraídos, do sinal dos extensômetros instalados da coluna de direção, chegaram a dobrar quando a velocidade proposta é de 30Km/h. Nota-se que o comportamento oscilatório prevalece em ambos os casos, mas que, em baixas velocidades, a variação entre os picos de amplitude de torque não ultrapassa 4 N, diferentemente do exposto na figura 99, que apresentaram variações de amplitude em torno de 7 N.

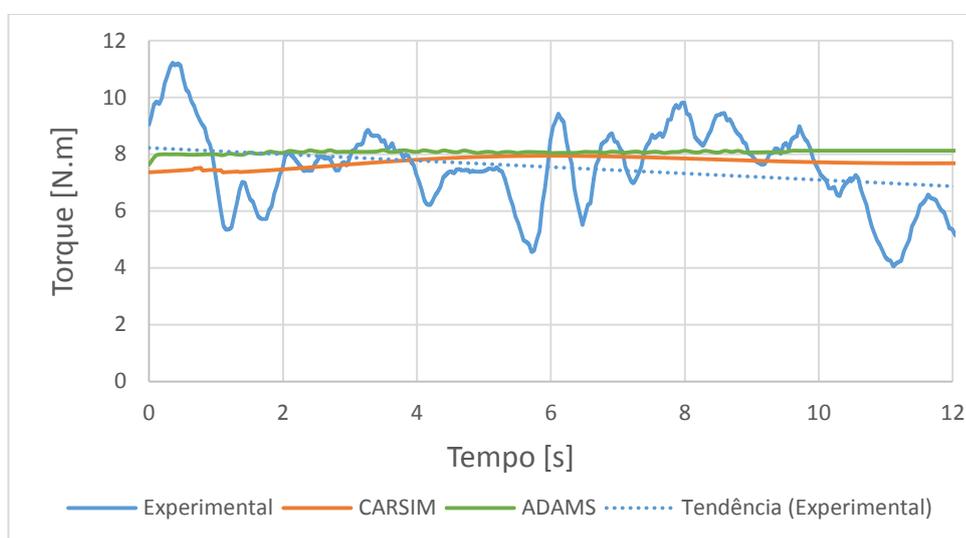


Figura 99 – Esforço na coluna de direção com veículo a 30Km/h.
Fonte: Autor.

Mesmo diante de grandes variações de amplitude, uma reta de tendência se faz necessária para demonstrar que o comportamento entre o modelo experimental e os modelos virtuais propostos refletem boa relação de equivalência, melhorando o grau de confiabilidade dos modelos virtuais frente ao experimento realizado na manobra de "Skid Pad".

4.1 Proposta para redução de torque ao volante de direção

Uma vez que os modelos virtuais tenham sido consolidados frente ao modelo experimental em regime permanente, é possível realizar inúmeras variações nos parâmetros de entrada dos modelos do Adams e do Carsim, avaliando as respostas de maneira mais conclusiva, buscando um acerto no projeto do veículo antes mesmo de qualquer conjunto ser construído.

O objetivo do trabalho consiste em modificar as propriedades dimensionais na geometria do sistema de direção e suspensão, através do deslocamento do centro do cubo de roda tomando como referência a linha do pino mestre. Esta modificação é conhecida como sendo “*Caster off set*”, e foi possível através do deslocamento longitudinal do centro de roda na manga de eixo.

A figura 100 permite uma análise detalhada da modificação, comparando a manga de eixo do primeiro cenário que realizou os testes iniciais, com a proposta de uma nova manga de eixo contendo o deslocamento longitudinal do cubo de roda, pois o ponto de articulação entre a manga de eixo e o braço inferior da suspensão, se encontra à esquerda da linha de centro do rodado no veículo inicial. Com o deslocamento de 20mm no centro do cubo de roda, nota-se que o ponto de articulação entre a manga nova e o braço da suspensão está localizado atrás do centro do rodado. Vale ressaltar que os braços de controle não sofreram modificações mantendo seus pontos geométricos idênticos aos modelos iniciais, garantindo assim o mesmo ângulo de cáster para as duas configurações de manga.

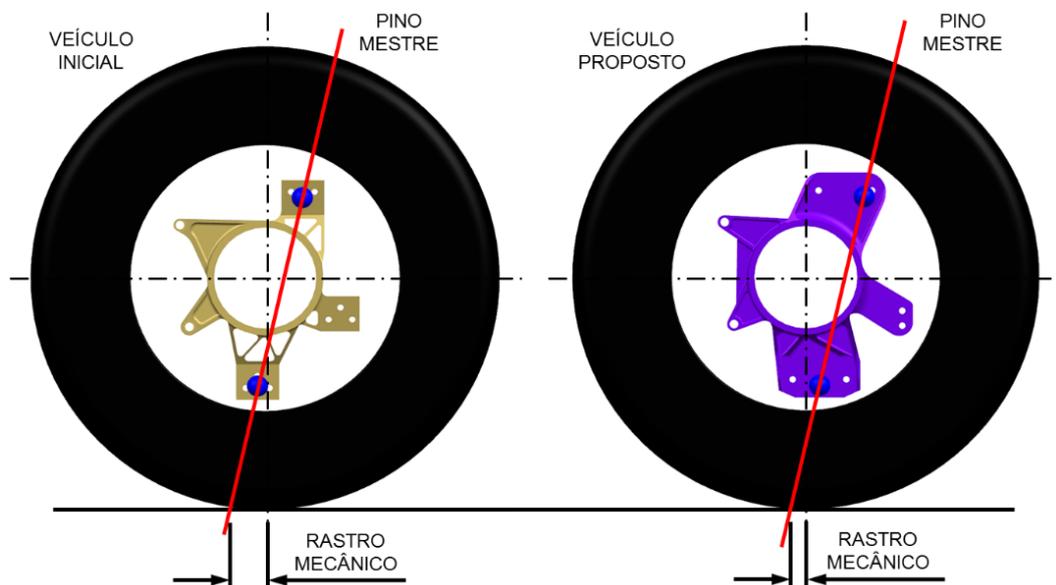


Figura 100 – Deslocamento longitudinal do centro do cubo de roda.

Fonte: Autor.

Foram produzidas duas novas mangas, uma esquerda e outra direita, mantendo as propriedades mecânicas da atual manga de eixo. Pequenas variações de massa e inércia associada ao novo desenho da peça foram desprezadas.

Na figura 101, são apresentadas as peças físicas, no quadro a esquerda, esta a manga de eixo que iniciou os testes, e no quadro a direita é possível verificar a nova manga de eixo que também foi submetida ao teste experimental, com o objetivo de comprovar a eficácia na redução do esforço ao girar o volante.



Figura 101 – Manga de eixo-componente experimental
Fonte: Autor.

A proposta em deslocar 20 mm o cubo de roda, para frente do veículo, gerou consequência no aumento do entre eixo, que passou de 1550 mm para 1570 mm.

Outro parâmetro que sofreu impacto ao realizar o “*caster off set*”, foi o rastro mecânico, pois a linha do pino mestre quando cruza o solo, gerava uma dimensão de 25mm

para o experimento na fase inicial da simulação, e com a nova manga de eixo o rastro mecânico passou a ter 5mm, de acordo com a figura 102.

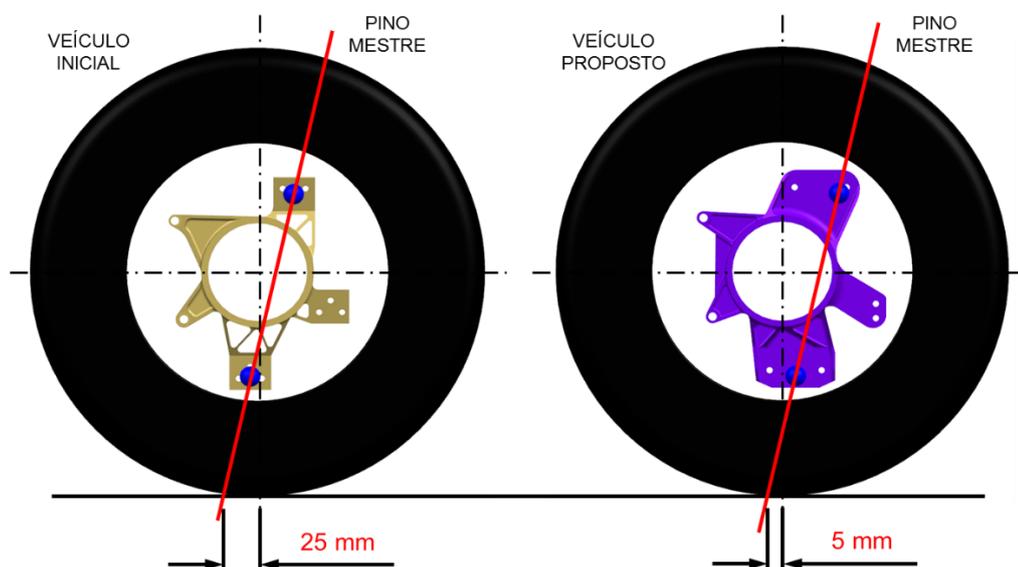


Figura 102 – Deslocamento longitudinal do centro do cubo de roda.
Fonte: Autor.

Para as respostas serem conclusivas, foram executadas as simulações utilizando os modelos virtuais em regime permanente utilizando a manobra de “Skid Pad”, e comparadas ao modelo experimental. Porém, a velocidade longitudinal imposta nessas simulações foi de apenas 30Km/h, conforme indicado na figura 103.

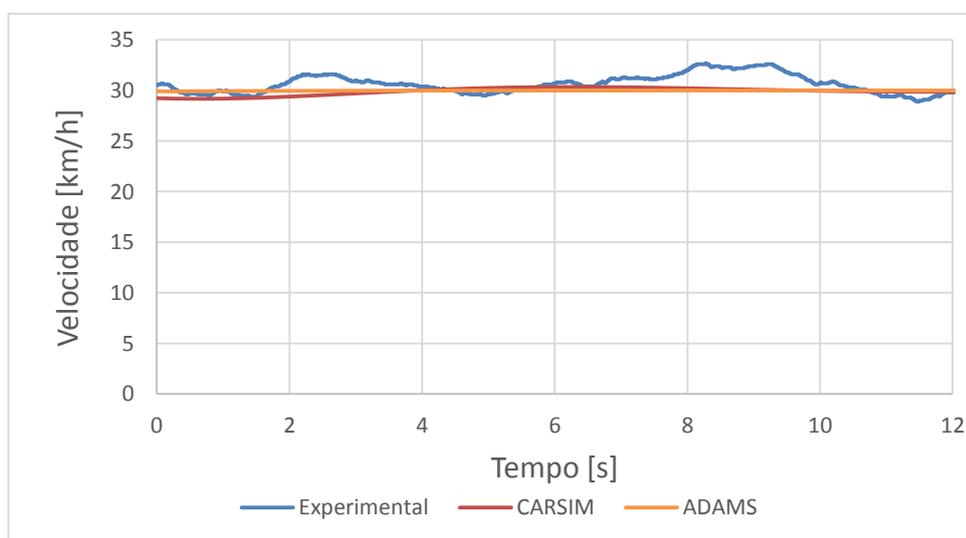


Figura 103 – Manga de eixo proposta com veículo a 30Km/h.
Fonte: Autor.

Na figura 104, tem-se a variação do ângulo de volante em função do tempo, onde os resultados devem se manter similares aos apresentados na análise com a manga de eixo original.

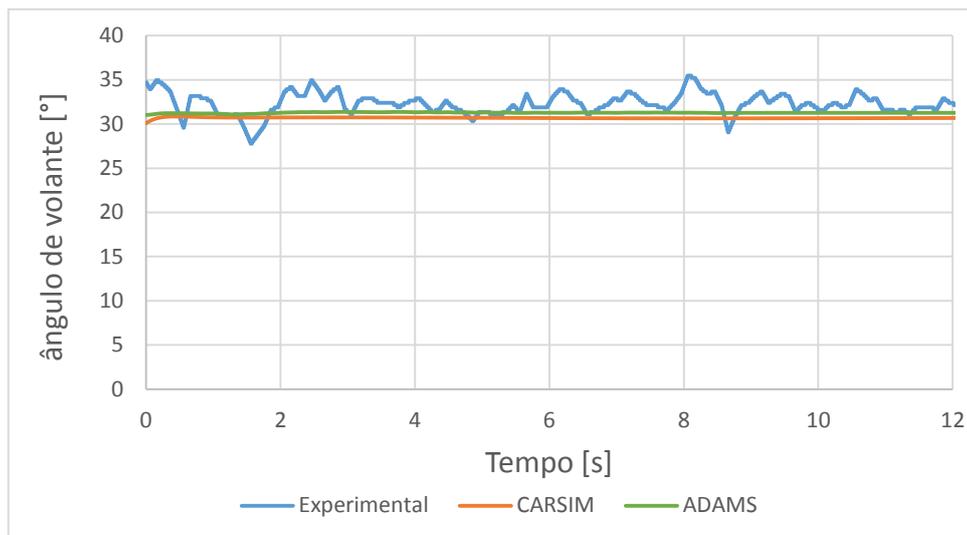


Figura 104 – Ângulo de volante com a manga proposta.
Fonte: Autor.

A aceleração lateral apresenta maior incidência de ruído nas medidas com amplitudes elevadas, se comparado ao modelo da manga com maior rastro mecânico conforme exposto na figura 105.

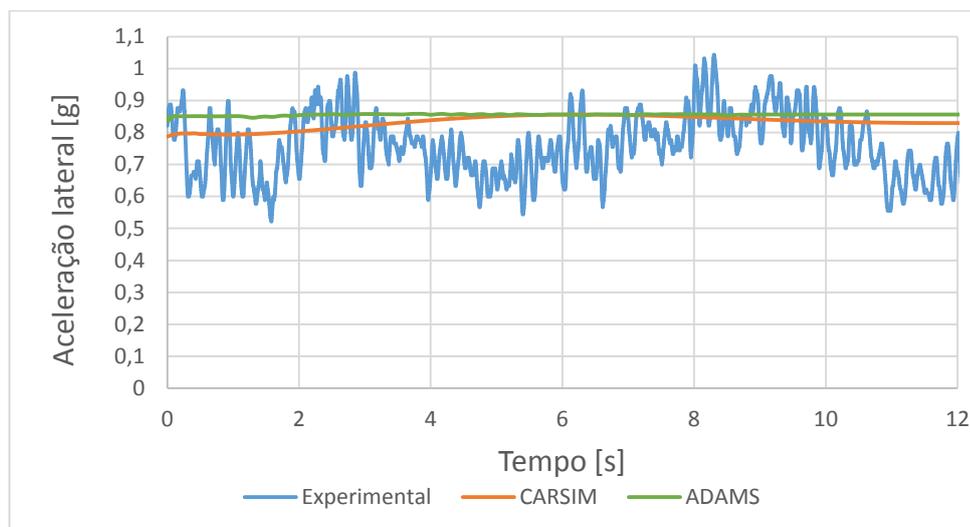


Figura 105 – Aceleração lateral com a manga proposta.
Fonte: Autor.

A velocidade de guinada para os modelos virtuais mostraram boa correlação. Mesmo diante de uma pequena variação entre o sinal experimental, com o resultado simulado, o veículo com a nova manga, não sofreu mudança de comportamento de acordo com a figura 106.

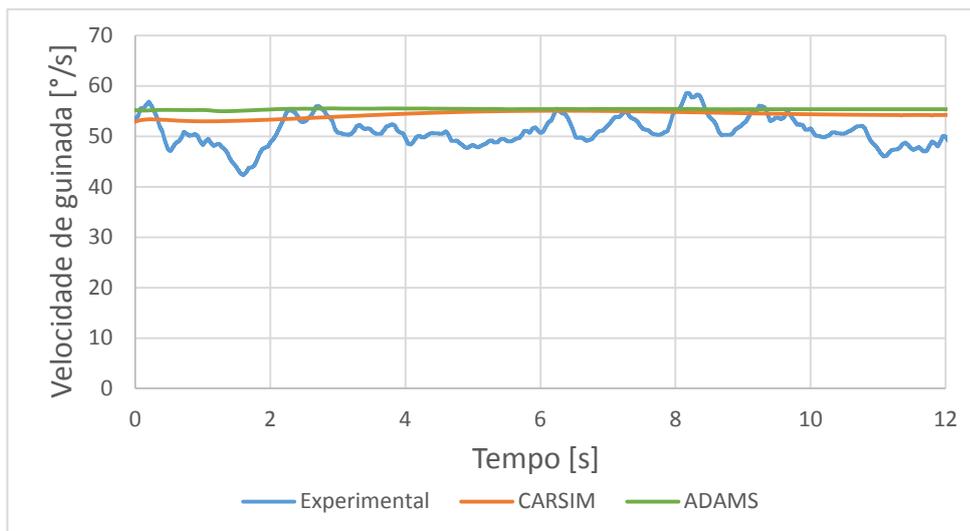


Figura 106 – Velocidade de guinada para manga proposta.
Fonte: Autor.

A manobra com a manga de eixo que promovia o menor rastro mecânico foi testada com velocidade de 30Km/h, e utilizando o mesmo circuito que a manga de eixo de maior rastro mecânico que anteriormente havia sido analisada, conclui-se que o comportamento dinâmico do carro se manteve constante pois os resultados de aceleração lateral, velocidade de guinada e ângulo de volante, bem como o deslocamento através do raio de giro, se mantiveram próximos. Nenhum distúrbio foi percebido, logo, é possível com base nos resultados afirmar que a proposta de uma nova manga de eixo não alterou o comportamento do veículo em regime permanente.

A figura 107, representa uma sobreposição com dados experimentais entre as mangas de eixo que executaram a manobra de raio constante.

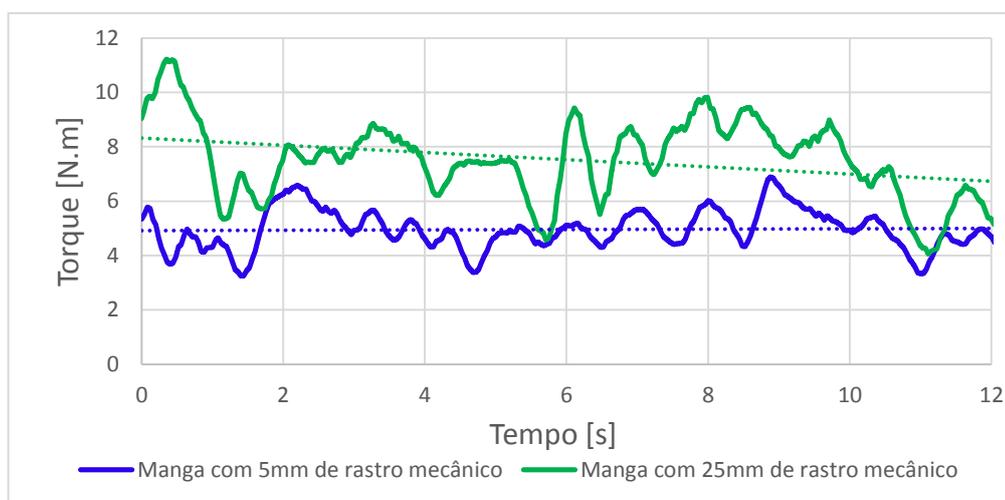


Figura 107 – Comparativo de esforço na coluna, com modelo experimental.
Fonte: Autor.

A manga de eixo com rastro mecânico maior, apresentou maiores amplitudes de torque na ordem de 11N.m, já o sinal de menor incidência é representado pela manga que sofreu a modificação geométrica para formação do menor rastro mecânico. Mesmo diante da presença de ruídos na aquisição de dados executada pelo extensômetro instalado na coluna de direção, a resposta comparativa se manteve linear, é percebido na figura anterior que houve um ganho na redução do esforço, na ordem de 34%, revelando a eficácia da presente proposta.

A figura 108 representa um sinal linearizado, fruto da simulação multicorpos executada pelo Adams, este comparativo mostra redução de 37%.

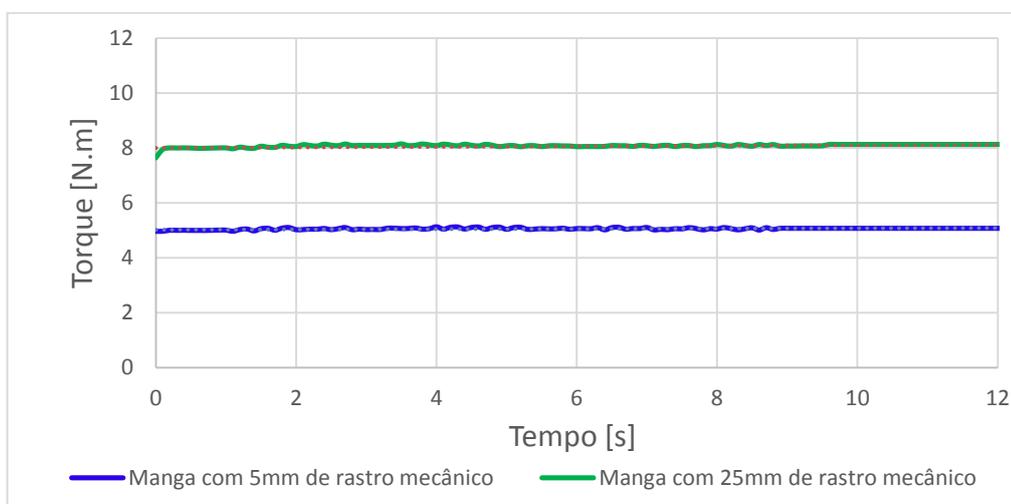


Figura 108 – Comparativo de esforço na coluna, com modelo multicorpos-Adams.
Fonte: Autor.

O modelo do veículo no Carsim, apresentou equivalência com os dois últimos modelos, pois a resposta na proposta de redução no esforço da coluna de direção chegou a valores de 35%, como mostrado na figura 109.

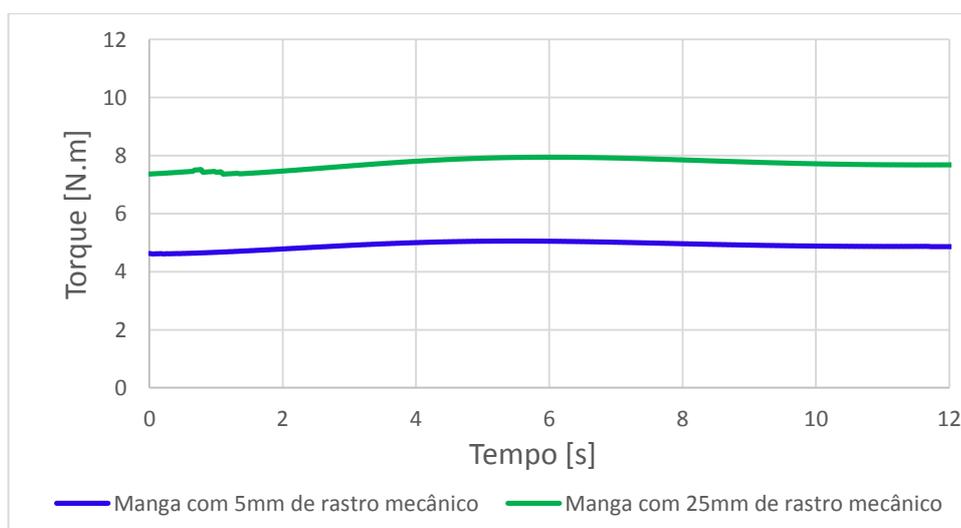


Figura 109 – Comparativo de esforço na coluna, com modelo do Carsim.
Fonte: Autor.

A figura 110, permite uma visão geral do ganho de redução obtida com a proposta de deslocamento longitudinal do cubo de roda que originou em um rastro mecânico menor.

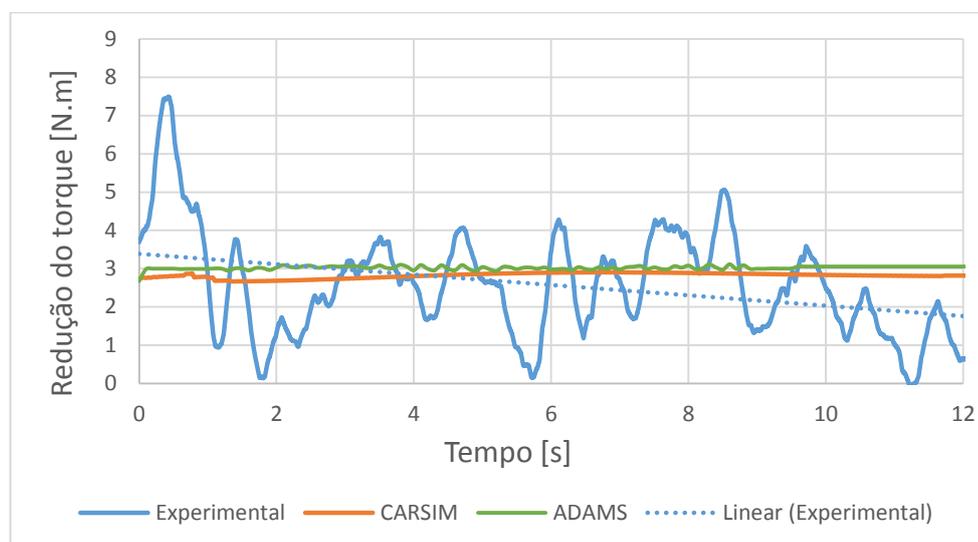


Figura 110 – Indicador de ganho na redução de torque.
Fonte: Autor.

4.2 Sensibilidade do modelo Carsim frente a outros parâmetros geométricos

Uma vez o sinal de esforço na coluna de direção ter sido analisado em detalhe, é de muita importância estudar outros meios e soluções que promovam a mesma redução de torque na direção e analisar os impactos frente ao comportamento dinâmico do veículo, somado às limitações construtivas.

Utilizando o modelo do Carsim, algumas propostas foram feitas com o intuito de se quantificar e estabelecer uma boa relação de compromisso entre desempenho e conforto. Essas simulações foram feitas na condição de regime permanente, na manobra de *Skid pad*, com raio de giro de 8,3 metros e velocidade constante de 30Km/h.

A primeira proposta apresentada no trabalho por meio do deslocamento longitudinal do centro do cubo de roda, gerou impacto direto na construção de uma nova manga de eixo, promovendo uma nova dimensão de rastro mecânico, igual a 5mm, e conseqüentemente uma redução no torque de auto alinhamento e esforço na direção, como já discutido no item anterior.

Uma segunda proposta estaria ligada a caixa de direção, alterando a relação entre pinhão-cremalheira.

Para comparar a eficácia desta proposta foram configurados dois cenários para a simulação no modelo do Carsim. O primeiro cenário foi estabelecido a proposta do trabalho,

mantendo o deslocamento longitudinal do pino mestre, resultando em um rastro mecânico igual a 5mm, ângulo do volante em função do curso de cremalheira “C”, igual a $140\text{mm}/^\circ$, ângulo de cáster igual a 8° , e ângulo de inclinação lateral do pino mestre com 4° .

O segundo cenário foi configurado para atender os mesmos níveis de esforços que o primeiro cenário, mas utilizando a manga de eixo antiga que gerava um rastro mecânico de 25mm, sendo que a relação da direção “C” foi alterada para $80\text{mm}/^\circ$, o ângulo de cáster foi igual a 8° , e o ângulo de inclinação frontal do pino mestre foi de 4° .

A figura 111, indica que a resposta de esforço foi praticamente igual para as duas simulações.

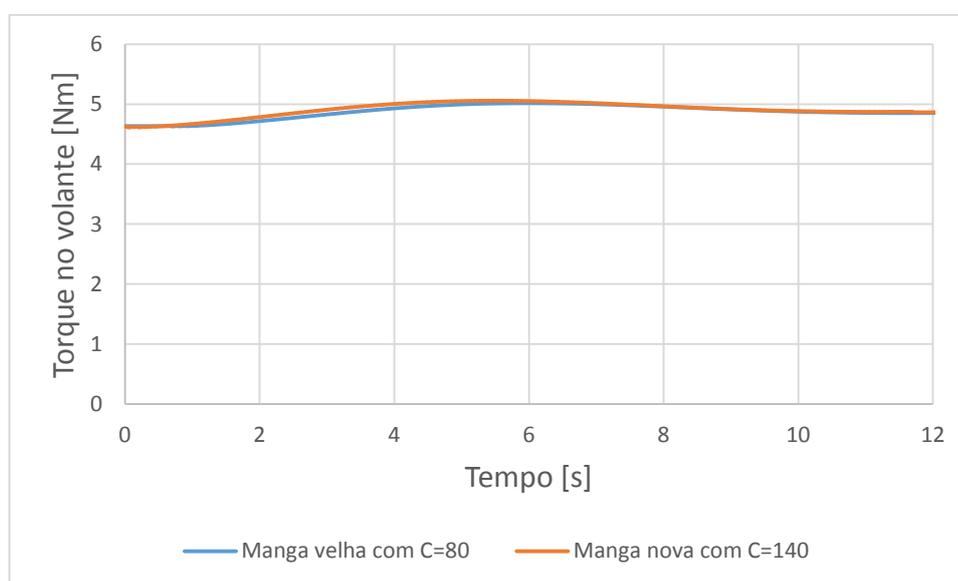


Figura 111 – Semelhança entre os esforços – sensibilidade do modelo.
Fonte: Autor.

No entanto, foram percebidas mudanças significativas no ângulo do volante, entre as configurações, pois enquanto o piloto do primeiro cenário necessita inclinar 30° o volante, o segundo necessita de 55° para realizar a mesma manobra, conforme ilustrado na figura 112.

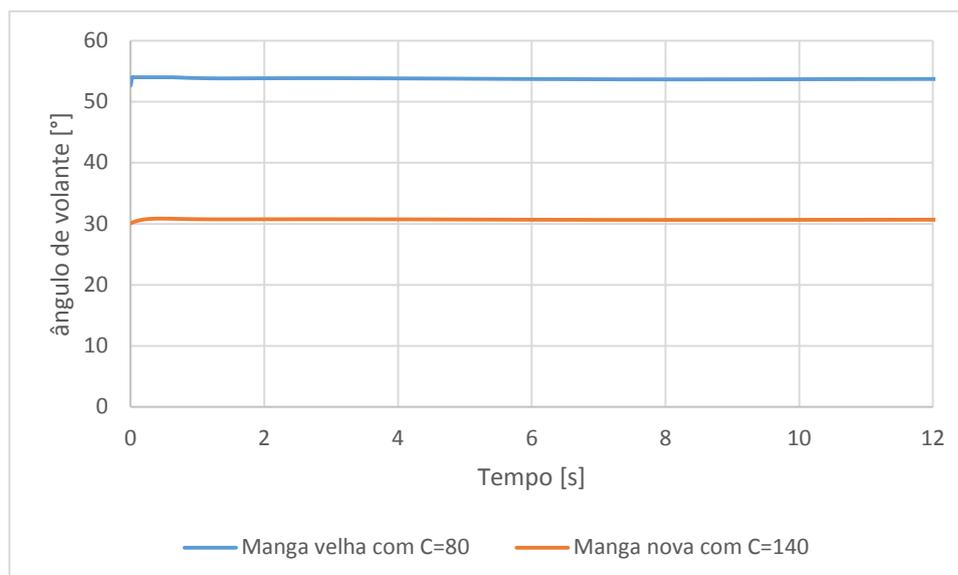


Figura 112 – Variação do ângulo de volante – sensibilidade do modelo.
Fonte: Autor.

Outros impactos relacionados a essa proposta estão ligados a um novo modelo de caixa de direção contemplando a nova relação, sem contar nos riscos associados ao piloto, pois elevaria a tendência do mesmo tirar a mão do volante ao realizar manobras em curvas.

Uma terceira proposta pode ser discutida se o parâmetro a ser alterado for somente o ângulo de cáster.

Para esta simulação o primeiro cenário será configurado no Carsim com as mesmas características do primeiro cenário da proposta anterior, no entanto o segundo cenário terá relação de direção “C” igual a 140mm/°, mantendo o rastro mecânico com 25mm, e o ângulo de inclinação frontal do pino mestre igual a 4°, alterando apenas o ângulo de cáster para 4,5°.

Como resultado desta simulação é possível ver a igualdade dos resultados de torque na direção na figura 113.

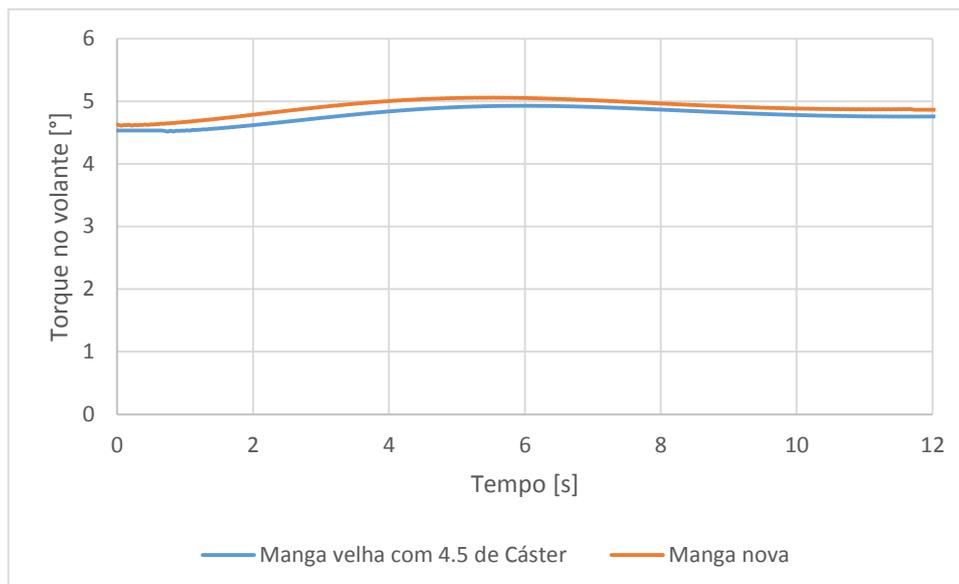


Figura 113 – Semelhança entre os esforços – sensibilidade do modelo.
Fonte: Autor.

Esta proposta se mostra bem favorável quando comparada às mudanças de componentes propostas anteriormente, pois permite um acerto mais simples entre a manga de eixo e as juntas esféricas dos braços de controle através de suportes serrilhados. No entanto, alguns fenômenos podem acontecer como resposta ao comportamento que o veículo assumirá nas manobras. Uma nova curva de ganho de camber em função do ângulo de esterço, foi extraída conforme figura 114, com o objetivo de se notar a capacidade de resposta que o veículo dará, quando solicitado em condições extremas de aceleração lateral.

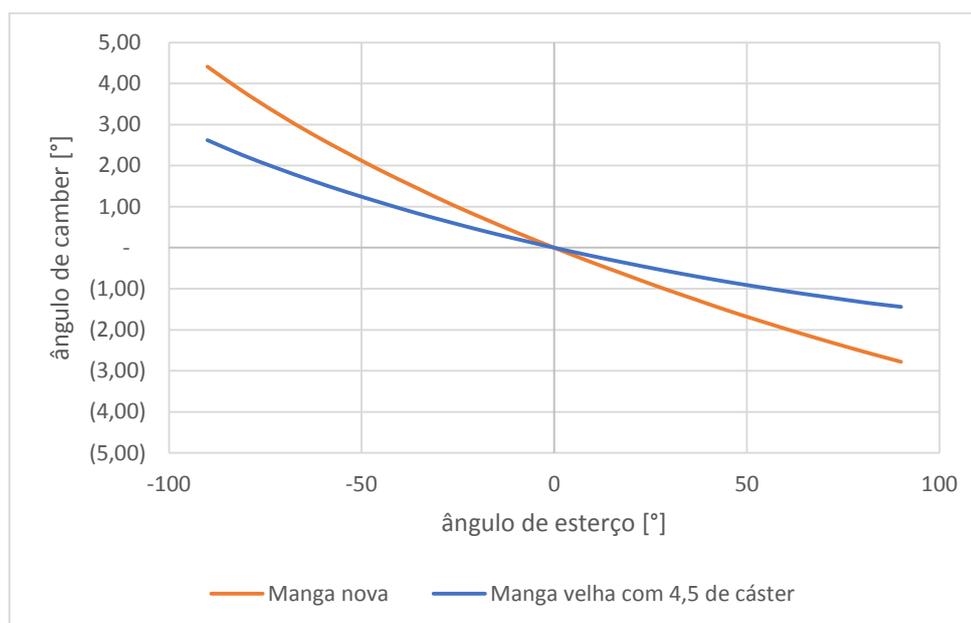


Figura 114 – Ângulo de camber em função do esterço – *Optimum Kinematic*.
Fonte: Autor.

Nota-se imediatamente um aumento no ângulo de deriva do pneu, conforme ilustrado na figura 115, e um aumento no ângulo de deriva do chassi, conforme mostrado na figura 116.

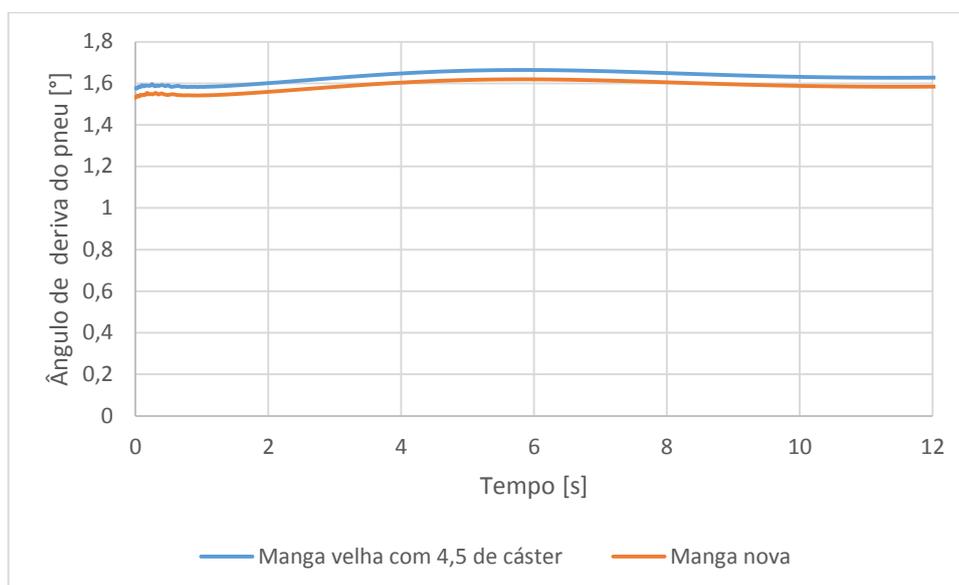


Figura 115 – Ângulo de deriva do pneu – sensibilidade do modelo.
Fonte: Autor.

E mesmo que seja uma pequena variação, é nítida que a tendência ao escorregamento foi acelerada e isto pode ser potencializado, partindo do princípio que a simulação foi realizada com velocidade longitudinal de 30Km/h.

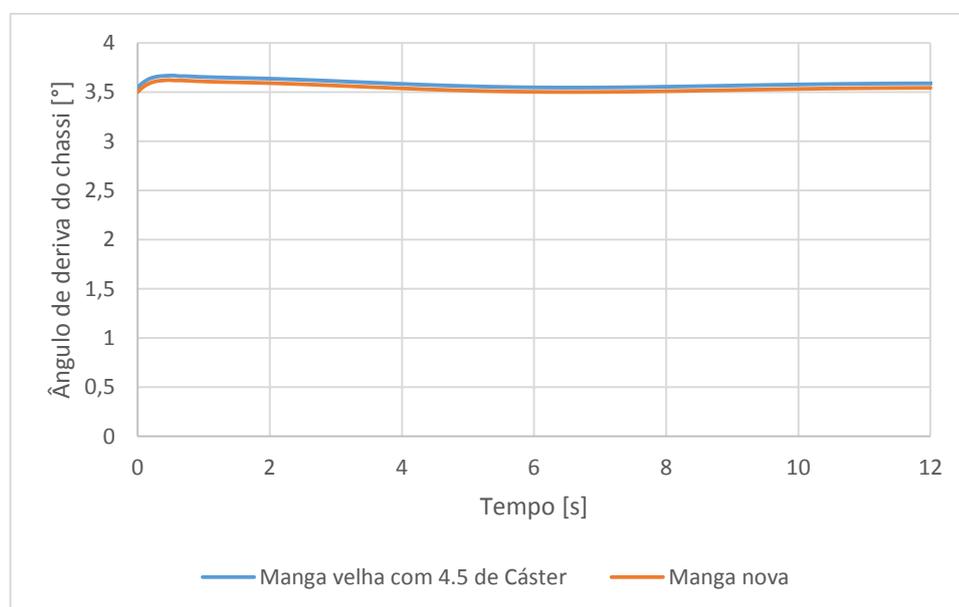


Figura 116 – Ângulo de deriva do chassi – sensibilidade do modelo.
Fonte: Autor.

A quarta proposta para obter reduções significativas de esforço na direção, está associada ao deslocamento frontal da linha do pino mestre, que resultaria na mudança geométrica de uma dimensão conhecida como “*Scrub radios*”.

Para esta proposta o primeiro cenário configurado no modelo do Carsim, possui rastro mecânico de 5mm, “C” de 140mm/°, caster de 8° e ângulo de inclinação lateral do pino mestre com 4°, conforme figura 117.

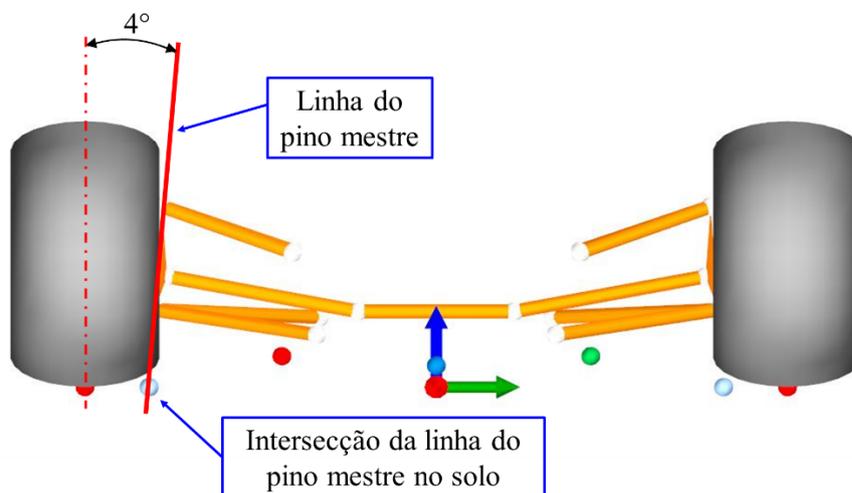


Figura 117 – Deslocamento lateral do pino mestre – primeiro cenário.
Fonte: Autor.

O segundo cenário está configurado para fornecer a mesma resposta de torque na direção, e para isso, o rastro mecânico foi alterado para 25 mm, a relação do curso de cremalheira “C” foi mantido em 140mm/°, o ângulo de cáster foi mantido em 8°, e ângulo de inclinação do pino mestre foi modificada para 24°, proveniente do deslocamento frontal da junta esférica do braço de controle superior, conforme figura 118. Para garantir os mesmos níveis de redução de esforço na coluna, foi estabelecido um deslocamento de 48 mm no sentido da linha de centro do veículo.

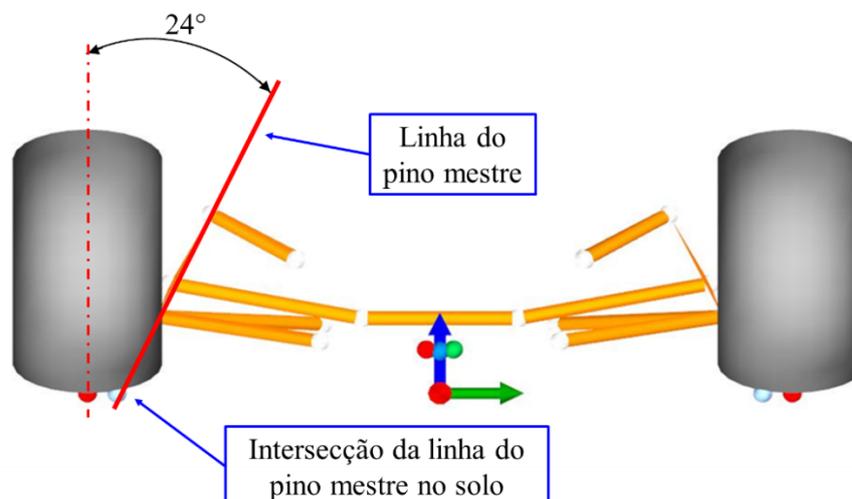


Figura 118 – Deslocamento lateral do pino mestre – segundo cenário.
Fonte: Autor.

Na figura 119, é possível notar a igualdade nos esforços simulados com as duas mangas de eixo.

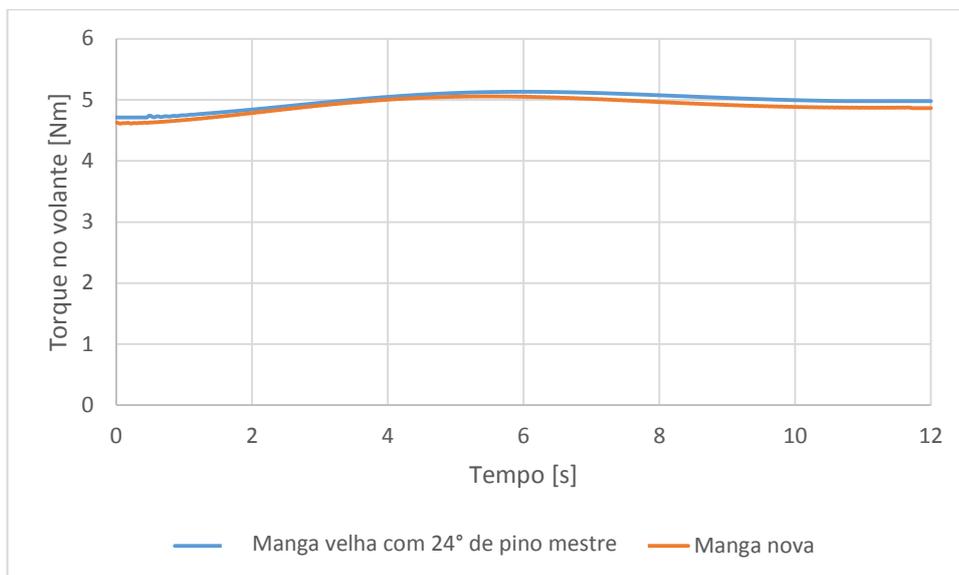


Figura 119 – Semelhança entre os esforços – sensibilidade do modelo.
Fonte: Autor.

Na figura 120, nota-se a igualdade na resposta do torque de auto alinhamento, nos dois casos simulados, existia desigualdade com relação às dimensões de rastro mecânico, mas que geometricamente foi compensada pela diminuição do “*scrub radios*”.

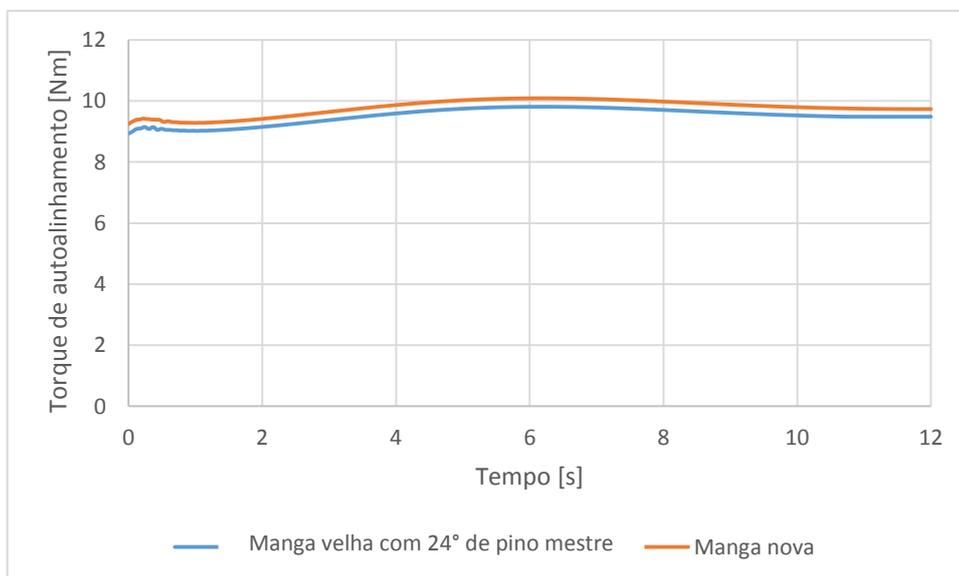


Figura 120 – Torque de auto alinhamento – sensibilidade do modelo.
Fonte: Autor.

Essa proposta, sem sombra de dúvidas, é a que mais impacta fisicamente na geometria do veículo, pois as curvas cinemáticas no trabalho do curso do amortecedor seriam alteradas, modificando drasticamente o comportamento do veículo, sem contar a dificuldade

construtiva, pois uma nova manga seria elaborada juntamente com um novo braço de controle.

Uma quinta e última proposta está relacionada à modificação geométrica no raio do pneu, que dará respostas de controle significativas na busca pela redução de torque da direção, embora esta proposta esteja relacionada mais a trabalhos futuros do que uma simples mudança de parâmetros do modelo aqui apresentado, pois todo trabalho de modelagem das propriedades do pneu se referem às forças e aos momentos pré-estabelecidos com base nas características construtivas que o modelo HOOSIER 6.0/18.0 LC0, apresentou ao ser aplicada a fórmula mágica de Pacejka.

Um novo modelo de pneu deve ser explorado e as novas curvas devem servir de entrada para os modelos virtuais apresentados neste trabalho a fim de se obter resultados com boa margem de confiabilidade.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou três modelos comparativos do veículo de competição Formula RS7, capazes de identificar durante o comportamento dinâmico diversos fenômenos no veículo em uma situação de regime permanente.

As informações contidas neste trabalho permitem concluir e quantificar inúmeras possibilidades de configurações, que podem gerar melhorias significativas no acerto do veículo, buscando o máximo desempenho nas diversas provas da competição SAE.

O trabalho inicialmente manteve o compromisso de adquirir através de experimentos, respostas significativas valendo-se do uso de ferramentas extremamente importantes na compilação dos dados oriundos dos diversos sensores instalados em pontos específicos do veículo. Utilizando-se de uma janela de testes que atendia o cronograma da equipe Fórmula FEI, antes do mundial de 2013, o veículo foi submetido a aproximadamente sete horas de pista, em regime permanente e transiente, variando velocidade e manobra, e possibilitando a troca do conjunto de manga de eixo, com o intuito de investigar não somente o comportamento do veículo, mas em suportar e validar a tendência de redução de torque na coluna de direção que conseqüentemente é percebida pelo piloto.

Tendo em mãos os dados coletados, se faz necessário o uso de uma ferramenta virtual validada, que represente a correlação ideal entre a modelo virtual e o veículo físico.

Com base neste preceito a aplicação de ferramentas e metodologias computacionais torna-se cada vez mais necessária, e tem como resultado a eliminação de fases iniciais no desenvolvimento de um protótipo, fazendo com que o trabalho físico esteja focado no refinamento, reduzindo custo e tempo de engenharia.

O *software* de simulação multicorpos Adams, foi utilizado como método comparativo baseado em inúmeros parâmetros de entrada como a geometria precisa dos subcomponentes, massa e inércia, bem como dados experimentais como posicionamento do CG, balanço de massa estática, propriedades dos elementos de força como molas e amortecedores, curva de torque do motor e as relações precisas na troca de velocidade.

Outro parâmetro fundamental para que o modelo multicorpos pudesse representar com extrema fidelidade o comportamento do Fórmula RS7, foi a inclusão do modelo do pneu, o qual foi baseado em medições reais através de um dispositivo *Flat Trac* e por sobreposição matemática, elevou a confiabilidade das relações não lineares de forças e momentos, geradas no pneu durante a simulação.

Estes dados foram gentilmente cedidos pela Equipe “Formula Fei”, por fazer parte do consórcio de medição de dados de pneus, organizado pela MRA, em parceria com a *Calspan TIRF*.

Um modelo no Carsim foi desenvolvido para verificar a eficácia do experimento, frente às diversas solicitações que são impostas ao veículo, com o intuito de auxiliar na validação da metodologia empregada. Este *software* de análise dinâmica permitiu rapidez e manuseio lógico, uma vez que os parâmetros de entrada foram mantidos idênticos ao exposto no modelo do Adams.

Frente às respostas adquiridas para validação dos modelos, é de extrema importância salientar que os dados de esterçamento do volante e velocidade longitudinal adquiridos quando decorrido o experimento, não serviram de entrada na simulação, isto é, os parâmetros de velocidade e esterço foram dados de entrada constantes nos modelos matemáticos, sendo que o maior ganho com esta estratégia, está na exclusão dos níveis de ruídos presentes no experimento, proveniente das imperfeições do pavimento, vibrações do conjunto motor e transmissão, bem como toda a ação do piloto.

Por outro lado, é importante enfatizar que algumas simplificações foram realizadas nos modelos, entre elas o surgimento de forças aerodinâmicas que, em baixas velocidades representam pequenas variações, assim como a interface dos modelos flexíveis dentro do ambiente multicorpos, que através de forças vinculares, estão associadas como elementos rígidos, bem como a aplicação do modelo do pneu proposto recomendado para um regime de curvas com pavimento plano, que representem o comportamento dinâmico e os fenômenos associados apenas na região linear dos rodados.

No entanto é correto afirmar que o modelo multicorpos do Adams e o modelo do Carsim, demonstraram boa correlação quando comparados nas respostas linearizadas de aceleração lateral e velocidade de guinada, mesmo diante dos sinais oscilatórios extraídos do experimento quando submetido à manobra de *Skid pad*. Os modelos representam o veículo físico dentro de uma taxa de erro abaixo dos 10%, o que atende a expectativa do trabalho.

Após a consolidação dos modelos, foi proposta uma mudança de comportamento cinemático, originada através do deslocamento longitudinal do cubo de roda na manga de eixo dianteira, que permite proporcionar uma redução geométrica no rastro mecânico através da linha do pino mestre pelo intermédio dos braços de controle do veículo que não foi alterado, e conseqüentemente refleti-se na baixa de torque percebida na coluna de direção.

A extensômetria instalada no veículo, capturou os sinais na manobra realizada com cada manga de eixo, onde tornou-se clara a queda significativa no esforço empregado pelo

piloto ao executar a manobra em regime permanente. Os dados de respostas indicam que a redução do rastro mecânico como um fator na queda do esforço de direção é confiável, pois a tendência no comportamento dinâmico do veículo foi mantida.

Tendo em vista que o rastro mecânico não é o único parâmetro a ser levado em consideração para se prever uma melhoria no veículo, outros fatores geométricos foram alterados usando o modelo do Carsim para antecipar virtualmente o comportamento do veículo.

O objetivo de se medir a sensibilidade do modelo ao encontro da possibilidade de se tomar uma decisão acertada, prevendo redução significativa no custo e no tempo de execução, garantindo à equipe do Fórmula FEI, maior entendimento sobre o comportamento dinâmico do veículo, frente as propostas que a equipe promove constantemente na busca pelo acerto do veículo.

6 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Inúmeras possibilidades estão associadas ao estudo dos componentes suspensão e direção, estes por sua vez requerem maiores cuidados em trabalhos futuros, pois demandam de uma enorme carência de resposta sobre o comportamento de elementos flexíveis, como molas, amortecedores e batentes, que se deformam de maneira não linear e que necessitam de modelos bem mais complexos para respostas de maior precisão.

Um ponto a ser levado em consideração em novos estudos está associado à influência que o regime transiente causa na busca pelo controle de torque na coluna de direção. Essa validação pode ser solicitada sob diferentes possibilidades de traçado, como no enduro, autocross, ou a manobra chamada de “*ISO lane change*”, que de uma maneira simples descreve uma reta com cones equidistantes, que obriga o piloto fazer a troca do traçado em torno dos cones (DATA, PASCALI, SANTI, 2002).

Outra proposta que visa redução no esforço sensitivo ao piloto está ligada ao raio do pneu, com a troca do conjunto dos rodados por outros com dimensões que atentem para a redução no esforço percebido no volante de direção. No entanto, é notável neste caso a necessidade de um novo modelo de pneu validado, utilizando, por exemplo a fórmula mágica de Pacejka.

REFERÊNCIAS

BARRETO, M.A.Z. **Dinâmica longitudinal: efeitos da geometria de suspensão nas mudanças de atitude da massa suspensa e os esforços nos elementos da suspensão.** 2005 Tese de Mestrado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.

CHICUTA WALACE T. **Validation of 2D mathematical model applied to reach the zero bump steer,** 2014 SAE International - **Paper 2014-36-0360.**

DATA, S.C.; PASCALI, L.; SANTI, C. **Handling objective evaluation using a parametric driver model for ISO lane change simulation.** In: SAE 2002 AUTOMOTIVE DYNAMICS & STABILITY CONFERENCE AND EXHIBITION, Detroit, MI (EUA), 2002. **SAE Paper 2002-01-1569.**

DIXON, J. C. **Suspension geometry and computation.** West Sussex, United Kingdom, Wiley, 2009.

GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics.** Warrendale: Society of automotive Engineers, 1992.

HILL, G. **Vehicle dynamics.** University of Applied Sciences: Prof. Dr. Georg Rill., 2007.

INMETRO. **Guia para a expressão da incerteza de medição.** ABNT. [S.l.]: [s.n.]. 1998.

JAZAR, R. **Vehicle dynamics: Theory and application.** New York: Springer, 1995.

KASPRZAK, E. M.; GENTZ, D. **The formula SAE tire test consortium - Tire testing and data handling: SAE Paper 2006-01-3606.** Motorsports Engineering Conference & Exhibition. Dearborn, Michigan, EUA: SAE International. 2006.

MILLIKEN, D.; MILLIKEN, W. **Race car vehicle dynamics.** Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers, 1995.

MITCHELL, W. C. **Force-based roll centers and an improved kinematic roll center.** Motorsports Engineering Conference & Exhibition. Dearborn, Michigan: Society of Automotive Engineers. 2006.

MSC Adams/Car 2012 Software Documentation, Ann Arbor, Michigan, 2012.

PACEJKA, H. **Tire and vehicle dynamics**. 2. ed. Oxford: Elsevier, 2007.

PERSEGUIM, O.T. **Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para sua avaliação**. 2005. Tese de Doutorado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Pulo, São Carlos.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. **The automotive chassis: Engineering Principles**. 2. ed. Oxford: Elsevier, 2001.

RILEY, R. Q. **Automobile ride, handling, and suspension design**, 2008. Disponível em: <<http://www.rqriley.com/suspensn.htm>>. Acesso em: 03 Março 2014.

SAE. **J670 - Vehicle dynamics terminology**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2008.

SAE. **2014 FSAE Rules**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 2014.

SEGERS, J. **Analysis Techniques for race car data acquisition**. Warrendale: SAE International, 2008.

SMITH, N. D. **Understanding Parameters Influencing Tire Modeling**, 2004. Colorado State University.

MARTINS, H.L.M. **Simulação dinâmica de um veículo sob diferentes geometrias de direção**. 2010. Tese de Mestrado – Centro Universitário da Fei, São Bernardo do Campo, 2010.

VILELA, D. **Aplicação de métodos numéricos de otimização ao problema conjunto da dirigibilidade e conforto veicular**. 2010. Tese de Doutorado – Escola Politecnica da Universidade de São Paulo.