

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FUNDAÇÃO
EDUCACIONAL INACIANA Pe. SABÓIA DE MEDEIROS

HUGO LEONARDO MENDES MARTINS

207.135-5

**SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UM VEÍCULO SOB DIFERENTES
GEOMETRIAS DE DIREÇÃO**

São Bernardo do Campo

2010

HUGO LEONARDO MENDES MARTINS

207.135-5

**SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UM VEÍCULO SOB DIFERENTES
GEOMETRIAS DE DIREÇÃO**

Dissertação apresentada ao Centro Universitário da
FEI, como requisito para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

São Bernardo do Campo

2010

Martins, Hugo Leonardo Mendes.

Simulação dinâmica de um veículo sob diferentes geometrias de direção / Hugo Leonardo Mendes Martins. São Bernardo do Campo, 2010.

118 f. : il.

Trabalho de Conclusão de Curso - Centro Universitário da FEI.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Ackermann. 2. Dinâmica de veículos. 3. Multicorpos. I. Bortolussi, Roberto, orient. II. Título.

CDU 629.113

HUGO LEONARDO MENDES MARTINS

207.135-5

SIMULAÇÃO DINÂMICA DE UM VEÍCULO SOB DIFERENTES GEOMETRIAS DE
DIREÇÃO

Engenharia Mecânica

Dissertação de Mestrado – Centro Universitário da FEI

Comissão julgadora

Prof. Dr. Roberto Bortolussi

Prof. Dr. Eric Conrado de Souza

Prof. Dr. Cláudio Gomes Fernandes

São Bernardo do Campo

Data da aprovação

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer:

Aos meus pais que foram fundamentais na minha formação propiciando que eu pudesse chegar onde estou.

À minha família, pelo apoio e compreensão.

Aos professores Roberto Bortolussi, Ricardo Bock e Marco Barreto pela constante atenção.

Aos colegas de mestrado e amigos Rafael Donadio, Marcos Paulo Pinheiro e Rafael Serralvo Neto, que me ajudaram e me acompanharam nos estudos durante todo o período do curso.

E, a todos os membros das equipes Baja FEI e Fórmula FEI.

RESUMO

O presente trabalho visa o estudo da variação do comportamento dinâmico de um veículo automotor com quatro rodas sob diferentes condições de geometria de direção, tais geometrias possuem diferentes porcentagens de Ackermann e foram otimizadas por uma rotina criada em Matlab.

Criaram-se modelos em Adams/Car completos com tais geometrias de direção e foram analisados estática e dinamicamente. Testes dinâmicos como *fish hook*, *skidpad*, *single lane change* e *ramp steer* foram utilizados com objetivo de verificar se os modelos possuem comportamento condizente em diversas situações.

Com o objetivo de validar o modelo foram feitos testes em um protótipo Formula SAE utilizando equipamento de aquisição *AIM Racing Data Power* e os valores foram comparados com as simulações feitas.

Desta forma pode-se gerar uma metodologia de análise e modelos multicorpos que podem servir como referência para outros projetos.

Palavras chave: Ackermann, dinâmica de veículos, multicorpos, simulação e Fórmula SAE.

ABSTRACT

The objective of this thesis is the dynamic study of four wheel vehicle behavior at different steering system geometries, these geometries have different Ackermann percentages and was optimized by a Matlab routine.

It was created Adams/Car full models with those geometries and were analyzed static and dynamically. Dynamic tests as fish hook, skidpad, single lane change and ramp steer were used as objective to verify if the models have similar behavior at different situations.

To validate the model a Formula SAE prototype was tested using an *AIM Racing Data Power* logger equipment and the results were compared with the simulations.

In this way, it could create a methodology of analyze and modeling multi-body that can be used as reference to new projects.

Key words: Ackermann, vehicle dynamics, multi-body, simulation and Formula SAE.

LISTA DE SÍMBOLOS

$\%Ackermann$ – porcentagem do Ackermann [%]

AE – deslocamento longitudinal da caixa de direção [mm]

a_y – Aceleração lateral [g]

b – distância longitudinal do eixo dianteiro ao centro de gravidade [m]

BA – metade da distância entre os centros dos pinos mestre na altura dos braços de direção [mm]

BC – comprimento do braço de direção [mm]

BD – distância de referência, usada para encontrar a variação do ângulo de esterço [mm]

c – distância longitudinal do centro de gravidade ao eixo traseiro [m]

CC_α – Coeficiente de esterçamento [$N_y/N_z/^\circ$]

CD – comprimento do tirante de direção [mm]

C_α – Rigidez ao esterçamento [$N/^\circ$]

$C_{\alpha f}$ – Rigidez ao esterçamento dos pneus dianteiros [$N/^\circ$]

$C_{\alpha r}$ – Rigidez ao esterçamento dos pneus traseiros [$N/^\circ$]

DE – metade do comprimento da caixa de direção (de centro a centro das articulações) [mm]

F_x – Força trativa ou longitudinal [N]

F_y – Força lateral [N]

F_{yf} – Força lateral no eixo dianteiro [N]

F_{yr} – Força lateral no eixo traseiro [N]

F_z – Força vertical ou normal [N]

g – Aceleração da gravidade [m/s^2]

K – Coeficiente de sub-esterço [$^\circ/g$]

K_t – Rigidez do pneu [N/mm]

L – Distância entre-eixos [m]

L_a = comprimento do Ackermann atual [m]

M – Massa do veículo [kg]

M_x – Momento de sobre-giro do pneu [Nm]

M_y – Torque de resistência ao rolamento do pneu [Nm]

M_z – Torque de auto-alinhamento do pneu [Nm]

R – Raio da curva [m]

R_p – Centro da área de contato do pneu

r_t – deslocamento da cremalheira durante o esterço [mm]

s_{xl} – Componente em X do vetor de orientação do eixo da roda dianteira esquerda

s_{xr} – Componente em X do vetor de orientação do eixo da roda dianteira direita

s_{yl} – Componente em Y do vetor de orientação do eixo da roda dianteira esquerda

s_{yr} – Componente em Y do vetor de orientação do eixo da roda dianteira direita

t – Bitola [m]

V – Velocidade do veículo [m/s]

V_{car} = Velocidade característica [m/s]

V_{crit} = Velocidade crítica [m/s]

w_{cv_l} – Vetor de orientação do eixo da roda dianteira esquerda

w_{cv_r} – Vetor de orientação do eixo da roda dianteira direita

W_f – Peso no eixo dianteiro [N]

w_l – Coordenada do centro da roda dianteira esquerda

w_r – Coordenada do centro da roda dianteira direita

W_r – Peso no eixo traseiro [N]

α – Ângulo de deriva [°]

α_f – Ângulo de deriva das rodas dianteiras [°]

α_r – Ângulo de deriva das rodas traseiras [°]

β – ângulo de referência entre BC e BD [°]

β_i – ângulo de referência inicial entre BC e BD para $r_t=0$ [°]

δ – Ângulo de esterçamento, convergência ou divergência [°]

δ_i – Ângulo de esterçamento da roda interna [°]

δ_m – Ângulo de Ackermann ou ângulo de esterçamento médio [°]

δ_o – Ângulo de esterçamento da roda externa [°]

ΔZ = distância vertical entre centros de rodas opostas [mm]

ε – ângulo de referência entre BA e BD [°]

ε_i – ângulo de referência inicial entre BA e BD para $r_t=0$ [°]

λ – ângulo do braço de direção [°]

μ_d – Coeficiente de atrito dinâmico

μ_e – Coeficiente de atrito estático

ϕ – Ângulo de rolagem [°]

γ – Ângulo de cambagem [°]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Geometria do pino mestre	24
Figura 2: Ângulo de câmber	26
Figura 3: Ângulos de convergência e divergência.....	27
Figura 4: Sistema de coordenadas padrão SAE.....	29
Figura 5: Deformação em pneu girando sob força lateral	30
Figura 6: Resposta da força Lateral para uma entrada degrau de esterço	31
Figura 7: Propriedades da força lateral no pneu	32
Figura 8: Exemplo da plotagem da força lateral versus ângulo de deriva para um pneu diagonal	33
Figura 9: Exemplo da plotagem da força lateral versus angulo de cambagem para um pneu diagonal	34
Figura 10: Geometrias de direção de Ackermann	37
Figura 11: Geometrias de direção de Ackermann, com a caixa de direção para trás do eixo..	38
Figura 12: Geometrias de direção de Ackermann, considerando ângulos de deriva.....	39
Figura 13: Paralelogramo da geometria de direção	40
Figura 14: Geometria de um veículo contornando uma curva	45
Figura 15: Propriedades dos pneus em curva – Força X Ângulo de deriva	46
Figura 16: Modelo de bicicleta em curva	48
Figura 17: Variação do ângulo de esterço de acordo com a velocidade.....	51
Figura 18: Fluxograma de desenvolvimento	61
Figura 19: Modelo CAD Fórmula FEI RS3	62
Figura 20: Modelo multicorpos Fórmula FEI RS3.....	62
Figura 21: Subsistema de direção	64
Figura 22: Subsistema da suspensão dianteira	66
Figura 23: Curva da mola dianteira	67
Figura 24: Curva do amortecedor dianteiro.....	67
Figura 25: Subsistema dos pneus e rodas dianteiros	68
Figura 26: Subsistema da suspensão traseira.....	69
Figura 27: Curva da mola traseira	70
Figura 28: Curva do amortecedor traseiro	70
Figura 29: Subsistema da carroceria - Fórmula FEI.....	71
Figura 30: Curva Torque X Rotação - Fórmula FEI RS3.....	72

Figura 31: Subsistema do trem de força - Fórmula FEI	73
Figura 32: Protótipo Fórmula FEI RS3	75
Figura 33: Esterçamento: Ackermann	77
Figura 34: Esterçamento: Ângulo Ackermann	77
Figura 35: Esterçamento: Erro do Ackermann	78
Figura 36: Esterçamento: Ângulo de esterçamento ideal nas rodas	78
Figura 37: Esterçamento: Razão de rigidez das rodas.....	79
Figura 38: Esterçamento: Esterçamento por rolagem.....	79
Figura 39: Curso paralelo: Câamber	80
Figura 40: Curso paralelo: Convergência e divergência	80
Figura 41: <i>Fish hook</i> : Esterçamento.....	82
Figura 42: <i>Fish hook</i> : Velocidade	82
Figura 43: <i>Fish hook</i> : Aceleração Lateral	83
Figura 44: <i>Fish hook</i> : Aceleração Longitudinal.....	83
Figura 45: <i>Fish hook</i> : Escorregamento lateral	84
Figura 46: <i>Fish hook</i> : Ângulo de Rolagem	84
Figura 47: <i>Fish hook</i> : Aceleração lateral X Ângulo de volante	85
Figura 48: <i>Fish hook</i> : Aceleração lateral X Velocidade	86
Figura 49: <i>Fish hook</i> : Esterçamento por rolagem	86
Figura 50: <i>Single lane Change</i> : Velocidade.....	87
Figura 51: <i>Single lane Change</i> : Aceleração Lateral	88
Figura 52: <i>Ramp Steer</i> : Velocidade.....	88
Figura 53: <i>Ramp Steer</i> : Aceleração Lateral	89
Figura 54: <i>Skidpad</i> : Aceleração Lateral	90
Figura 55: <i>Skidpad</i> : Ângulo de rolagem da carroceria.....	91
Figura 56: <i>Skidpad</i> : Ângulo de escorregamento lateral	91
Figura 57: <i>Skidpad</i> : Ângulo de esterço pela velocidade	92
Figura 58: Programa <i>Race Studio 2</i>	93
Figura 59: Vista esquemática do equipamento.....	94
Figura 60: RS3 – preparação do protótipo.....	95
Figura 61: RS3 – teste de aceleração.....	95
Figura 62: RS3 – <i>Fish hook</i>	96
Figura 63: RS3 – Aceleração lateral.....	96
Figura 64: RS3 – Velocidade longitudinal	97

Figura 65: RS3 – Distância percorrida	97
Figura 66: Simulação preliminar de um <i>fish hook</i>	98
Figura 67: Aquisição preliminar de um <i>fish hook</i>	99
Figura 68: Comparativo entre a curva da simulação preliminar versus curva aquisitada	100
Figura 69: Comparativo entre curva de esterço final versus curva aquisitada	100
Figura 70: Modelo 1 – Aceleração lateral	101
Figura 71: Modelo 1 – Velocidade longitudinal.....	101
Figura 72: Modelo 1 – Distância percorrida.....	102

SUMÁRIO

Conteúdo

1	INTRODUÇÃO.....	20
1.1	Histórico	20
1.2	Motivação	22
1.3	Objetivos.....	23
1.3.1	Objetivo Geral	23
1.3.2	Objetivos Específicos	23
2	REVISÃO TEÓRICA	24
2.1	Terminologia	24
2.1.1	Pino mestre	24
2.1.2	Deslocamento frontal do pino mestre.....	25
2.1.3	Deslocamento axial.....	25
2.1.4	Deslocamento lateral do pino mestre.....	25
2.1.5	Rasto mecânico.....	26
2.1.6	Ângulo de câmber.....	26
2.1.7	Convergência e divergência	26
2.1.8	Cáster.....	27
2.2	Pneu	28
2.2.1	Impressão do pneu no solo e aderência	28
2.2.2	Propriedades de esterçamento	29
2.2.2.1	Ângulo de deriva	29
2.2.3	Força da cambagem.....	33
2.2.4	Força Lateral.....	34

2.2.5	Força Longitudinal	35
2.2.6	Força Normal	35
2.2.7	Momento de sobre-giro	35
2.2.8	Torque de resistência ao rolamento	35
2.2.9	Torque de auto-alinhamento	36
3	GEOMETRIA DE DIREÇÃO ACKERMANN	37
3.1	Conceito	37
3.2	Cálculo do Ackermann	39
4	CURVAS EM REGIME PERMANENTE	44
4.1	Introdução	44
4.2	Contornando curvas em baixa velocidade	45
4.3	Contornando curvas em alta velocidade	46
4.4	Forças em curva nos pneus	46
4.5	Equacionamento para regime permanente em curvas	47
4.5.1	Gradiente de sub-esterço	49
4.5.1.1	Esterçamento Neutro	50
4.5.1.2	Sub-esterçante	50
4.5.1.3	Sobre-esterçante	51
4.5.1.4	Velocidade característica	52
4.5.1.5	Velocidade crítica	52
4.6	Equacionamento no Adams/Car	53
4.6.1	Matriz de flexibilidade	53
4.6.1.1	Método computacional e características da suspensão e direção	53
4.6.1.2	Esterçamento por rolagem	55
4.6.1.3	Razão de rolagem da suspensão	57

4.6.1.4	Convergência e divergência	58
4.6.1.5	Razão de rigidez das rodas	58
4.6.1.6	Ackermann.....	58
4.6.1.7	Ângulo Ackermann	59
4.6.1.8	Erro do ângulo Ackermann.....	59
4.6.1.9	Ângulo de esterçamento ideal.....	59
4.6.1.10	Porcentagem do Ackermann.....	60
4.6.1.11	Ângulo de esterçamento	60
5	DESCRIÇÃO DO MODELO.....	61
5.1	Desenvolvimento do modelo em CAD.....	61
5.2	Desenvolvimento do modelo em programa multicorpos.....	62
5.2.1	Descrição dos subsistemas.....	64
5.2.1.1	Direção.....	64
5.2.1.2	Suspensão dianteira	65
5.2.1.3	Pneus e rodas dianteiros	68
5.2.1.4	Suspensão traseira	69
5.2.1.5	Pneus traseiros	70
5.2.1.6	Chassi e carroceria.....	71
5.2.1.7	Trem de força.....	71
5.2.1.8	Freios	74
5.3	Construção do protótipo	74
5.3.1	Especificações técnicas.....	75
5.4	Análises estáticas	76
5.4.1	Análise da geometria de direção.....	76
5.4.2	Análise da geometria de suspensão	79

5.5	Análises Dinâmicas	81
5.5.1	Fish hook	81
5.5.1.1	Fish hook - Ângulo de volante	82
5.5.1.2	Fish hook - Velocidade.....	82
5.5.1.3	Fish hook - Aceleração lateral	83
5.5.1.4	Fish hook - Aceleração longitudinal.....	83
5.5.1.5	Fish hook - Escorregamento lateral.....	84
5.5.1.6	Fish hook - Angulo de rolagem	84
5.5.1.7	Fish hook - Aceleração lateral X Ângulo de volante.....	85
5.5.1.8	Fish hook - Aceleração lateral X Velocidade.....	85
5.5.1.9	Fish hook - Esterçamento por rolagem.....	86
5.5.2	Single lane change (mudança de faixa)	86
5.5.2.1	Single lane change - Velocidade	87
5.5.2.2	Single lane change - Aceleração lateral.....	87
5.5.3	Ramp Steer (Entrada rampa de esterço)	88
5.5.3.1	Ramp Steer - Velocidade	88
5.5.3.2	Ramp Steer - Aceleração lateral	89
5.5.4	Skidpad (Simulação de curva com raio constante).....	89
5.5.4.1	Skidpad - Aceleração lateral.....	90
5.5.4.2	Skidpad - Ângulo de rolagem da carroceria	90
5.5.4.3	Skidpad - Ângulo de escorregamento lateral.....	91
5.5.4.4	Skidpad - Ângulo de esterço pela velocidade.....	92
6	AQUISIÇÃO DOS DADOS	93
6.1	Instrumentação do protótipo.....	93
7	TESTES DINÂMICOS COM PROTÓTIPO	95

7.1	Aceleração lateral	96
7.2	Velocidade longitudinal.....	97
7.3	Distância percorrida.....	97
7.4	Realimentação de dados	98
8	VALIDAÇÃO E RESULTADOS	101
9	CONCLUSÃO.....	103
10	RECOMENDAÇÕES E TRABALHOS FUTUROS	104
	REFERÊNCIAS	105
	APÊNDICE – Rotina em Matlab.....	107
	ANEXO – Sensores utilizados	117

1 INTRODUÇÃO

1.1 Histórico

De acordo com King-Hele, D. (2002), o primeiro estudo sobre sistemas de direção que originou as geometrias utilizadas hoje em dia foi feito pelo Dr. Erasmus Darwin por volta de 1759. Nesta época ele viajava cerca de 16.000 km por ano por causa de suas visitas diárias aos seus pacientes. Para diminuir o perigo e o desconforto das viagens ele projetou uma geometria para aumentar a estabilidade e melhorar o sistema de direção de sua carruagem.

Sua invenção foi uma evolução dos sistemas até então utilizados por carroças que tinham um eixo articulado pelo centro e era fixo diretamente no chassi. Neste novo caso, o eixo permanecia fixo enquanto as rodas eram presas independentemente a pinos mestre e controladas por braços articulados. Neste sistema as rodas dianteiras podiam ser maiores, pois não precisavam passar por baixo da carruagem, isso aumentava o conforto, não corria o risco em curvas muito fechadas das rodas dianteiras se alinharem com uma roda traseira aumentando a chance de tombamento e permitia esterçar em velocidades maiores mais facilmente. O Dr. Erasmus Darwin não patenteou este invento, pois a seu ver, achou que poderia de alguma forma estragar sua reputação como médico.

Segundo King-Hele, D. (2002), dois amigos de Darwin tiveram interesse pelo sistema, o primeiro, Richard Lovell Edgeworth apresentou o sistema como sendo projeto seu na Sociedade de Artes com consentimento de Darwin e chegou a ganhar uma medalha de ouro pelo invento. O segundo, James Watt, trocou algumas cartas com Darwin discutindo sobre o invento, estas cartas são os únicos registros que mostram alguns desenhos feitos por Darwin, onde se pode ver que as geometrias foram idealizadas por ele.

Existiram apenas cinco carruagens que comprovadamente foram construídas com este sistema na época, duas por Darwin, uma por Edgeworth, outra por seu amigo Sir Francis Delaval e mais uma pelo príncipe Edward, irmão do Rei George III, de acordo com King-Hele, D. (2002).

O sistema, apesar de eficiente, não foi bem aceito pelos construtores de carruagens da época, pois o conceito não era muito simples de se entender acarretando em dificuldades construtivas e gerava preocupação com reparabilidade em locais distantes das oficinas dos construtores.

Esta geometria ficou no esquecimento até que em 1817, Georg Lankensperger, um construtor de carruagens alemão, utilizando como referência o sistema de Darwin, refez os projetos da geometria com o intuito de patenteá-lo em seu nome. Contratou um agente para fazê-lo na Inglaterra, Rudolf Ackermann que além de também ser alemão, também projetava carruagens e portanto, tinha conhecimento técnico sobre o assunto.

Ackermann era um dos maiores autores de livros ilustrados e de desenhos da época, chegou a lançar 63 livros nos sete primeiros anos de publicações, fazia gravuras utilizando um complexo sistema de sobreposição de camadas de tinta, publicava uma revista mensal com diversas gravuras que eram coloridas manualmente, fez a publicação de mais de 1400 dessas revistas durante 20 anos.

De acordo com *The Repertory of Arts* (1819), Ackermann publicou a patente “*Improvements on axletrees to four-wheel carriages*” em 27 de Janeiro de 1818 em seu nome, desta forma, rapidamente o nome de Lankensperger foi esquecido e todo crédito pela invenção sempre foi dada a Ackermann.

Posteriormente, em meados de 1870, Charles Jeantaud, renomado construtor de carruagens na França, fez algumas modificações na geometria de Lankensperger criando o Diagrama Jeantaud. Este diagrama mostrava a projeção dos braços de direção se interseccionando sobre o eixo traseiro. Isto, segundo ele, seria suficiente para compensar a diferença dos centros dos raios entre roda externa e interna evitando arrasto das rodas e futuramente dos pneus.

Hoje em dia, todas as variações de geometria de direção, erroneamente, são atribuídas a Rudolph Ackermann.

1.2 Motivação

Quando se trabalha em projetos universitários como Baja, Fórmula SAE, trabalho de conclusão de curso ou ainda projetos de veículos para produção em pequena escala, como por exemplo carros de corrida, não se tem acesso a um grande banco de dados ou referências para o projeto, como existem nas grandes montadoras. Tem-se que basear-se exclusivamente em referências encontradas em livros, internet ou em dicas dadas por professores ou engenheiros com experiência.

Entretanto, nunca existiu e provavelmente nunca existirá uma fórmula mágica ou uma série de parâmetros que sirva para qualquer tipo de veículo. Um exemplo típico é o ângulo de câster, livros indicam faixas de valores para carros de corrida, veículos de rua e fora de estrada, mas o que acontece quando se usa um valor diferente do recomendado? Há vinte anos o projeto de uma suspensão levava meses, portanto a definição errada de um parâmetro poderia atrasar muito o lançamento do veículo. Com a evolução dos computadores e dos programas, alterações podem ser feitas em dias ou até em horas. Isto facilita para que se possa experimentar teorias diferentes e entender o porquê de cada valor sugerido, bem como a influência destes parâmetros no comportamento do veículo.

No caso específico de geometrias de direção, autores de livros atuais como Milliken, W. F. e Milliken D. L. (1995) e Gillespie, T. D. (1992) se restringem a comentar três tipos de geometrias, Ackermann clássico, paralelo e reverso, mas nenhuma variação entre elas. Mitchell, Staniforth e Scott (2006) mostram um estudo matemático da geometria de Ackermann que pode ser usado para determinar geometrias intermediárias dos tipos comentados anteriormente. Entretanto, este estudo não mostra os efeitos ao se usar estas variações. É exatamente neste ponto que o estudo deste trabalho começa.

Quer-se então, comprovar neste estudo, qual a variação no comportamento dinâmico de um veículo ao se variar a geometria de direção para diferentes condições de Ackermann, validando o modelo desenvolvido no Adams/Car e comparando com um protótipo funcional. Dos resultados, pode-se concluir para cada teste efetuado, qual o tipo de geometria que tem um melhor resultado dinâmico.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Cada motorista dirige de uma forma diferente, alguns com mais experiência outros com menos, ambos podem estar sujeitos a diversas variáveis externas como cansaço, obstáculos ou problemas mecânicos no veículo. No caso de pilotos, ainda é somado o fato de pilotarem o veículo no seu limite de desempenho e qualquer fator externo, que não seja facilmente controlável, pode ser fatal.

Os procedimentos criados neste trabalho servem para veículos de passeio ou para veículos de competição, visto que se utiliza como base procedimentos de testes adotados por grandes fabricantes de veículos com objetivo de ter certeza que o veículo será suficientemente seguro para ser comercializado.

O presente trabalho tem como objetivo comparar diferentes condições de geometria de direção e gerar um procedimento de testes que auxilie no desenvolvimento do comportamento da dinâmica lateral do veículo. Para isso utiliza-se um veículo Formula SAE instrumentado para validar o modelo virtual gerado em Adams/Car.

1.3.2 Objetivos Específicos

- a) Estudar a geometria de direção e a influência de seus parâmetros no comportamento do veículo;
- b) Desenvolver um modelo de veículo completo em programa multicorpos, que mostre resultados confiáveis para auxiliar no desenvolvimento de novos projetos;
- c) Criar um procedimento de testes que possa ser simulado em Adams/Car e reproduzido experimentalmente;
- d) Fazer o levantamento de dados em veículo para validar o modelo gerado.

2 REVISÃO TEÓRICA

Deve-se primeiramente rever alguns conceitos básicos relacionados à geometria de suspensão que são importantes para o entendimento do comportamento dinâmico do veículo. Cada parâmetro apresentado resulta em características específicas de comportamento e serão explicados em detalhe, pois o conjunto deles é que resulta em um veículo com satisfatório comportamento dinâmico.

2.1 Terminologia

Na figura 1 pode-se ver diversos parâmetros relacionados à geometria da suspensão e da direção de um veículo que serão detalhados a seguir.

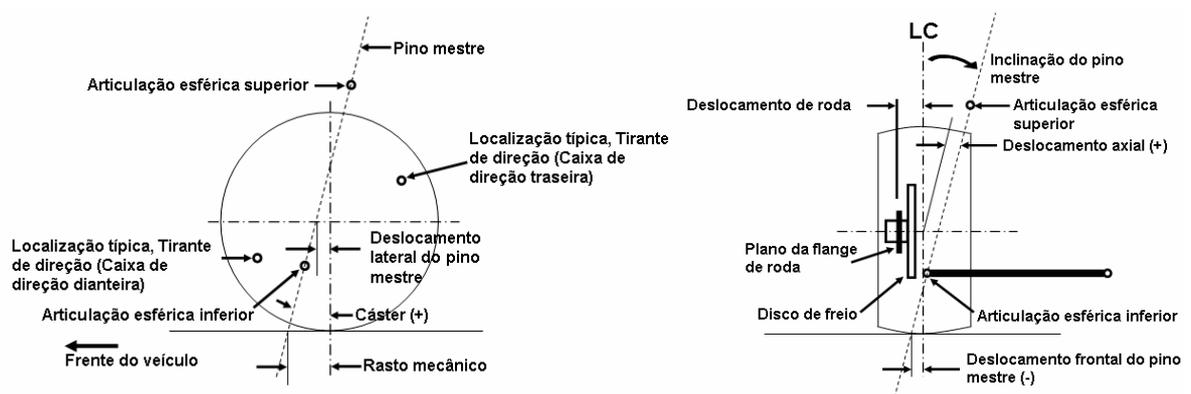


Figura 1: Geometria do pino mestre

Fonte: Autor “adaptado de” Milliken, W. F. e Milliken, D. L. 1995, p.710

2.1.1 Pino mestre

Pino mestre é o eixo de rotação do esterçamento das rodas, é definido por uma linha que passa pelos centros de articulação superior e inferior da manga de eixo em vista frontal. Este eixo define outros dois parâmetros importantes, o braço a terra e o deslocamento axial que serão descritos posteriormente.

Em vista lateral o ângulo definido pelo pino mestre é o ângulo de cáster. Nesta vista são definidos mais dois parâmetros, o deslocamento do pino mestre e o rasto mecânico.

2.1.2 Deslocamento frontal do pino mestre

É a distância projetada no solo entre o eixo pino mestre e o centro do pneu em vista frontal. Valores negativos tendem a estabilizar a trajetória retilínea do veículo em condições de atrito diferentes entre um lado e o outro do veículo, principalmente para veículos com tração dianteira.

Durante a movimentação do veículo para frente, a força aplicada na linha de centro do pneu cria um momento com o deslocamento frontal do pino mestre. Este momento ocasiona uma força no braço de direção, sendo que para valores negativos do braço a terra acarreta em convergência dos pneus e para valores positivos acarreta em divergência. Dependendo da aplicação do veículo é interessante ter convergência ou divergência estática para anular parte deste efeito gerado durante o movimento. O conceito de convergência e divergência está descrito no item 2.1.7, a seguir.

2.1.3 Deslocamento axial

Distância horizontal do centro do pneu ao eixo pino mestre na vista frontal. Para valores positivos, que acontece quase na totalidade dos veículos, faz com que a frente do veículo levante levemente no momento do esterçamento. Isto ajuda no retorno de volante para manobras de baixa velocidade (abaixo de 15 km/h).

2.1.4 Deslocamento lateral do pino mestre

Distância horizontal do centro do pneu ao eixo pino mestre em vista lateral, muito comum em veículos com duas rodas. Alterando o valor do deslocamento do pino mestre é possível alterar o torque de auto-alinhamento gerado pelo cáster, desta forma é possível ter altos valores de cáster sem o aumento exagerado do torque auto-alinhante.

2.1.5 Rasto mecânico

É distância projetada no solo entre o pino mestre e o centro do pneu em vista lateral, como pode ser visto na figura 1. O rasto mecânico gera uma força de auto-alinhamento na direção e é diretamente proporcional a força no volante de direção.

2.1.6 Ângulo de câmber

Ângulo entre o plano de simetria da roda e a vertical em uma vista frontal ou traseira. Como pode ser visto na figura 2, câmber positivo é quando a parte superior do pneu está mais para fora do carro que a parte inferior.

O aumento do câmber durante o rolamento da roda produz força lateral, por isso é importante o seu ajuste para garantir a máxima área de contato do pneu com o solo em qualquer situação de trabalho de suspensão ou rolagem do veículo. Este posicionamento é importantíssimo para ter-se um melhor desempenho do pneu, pois assim, gera-se uma melhor distribuição de carga, resultando em forças maiores e conseqüentemente atingindo maiores acelerações laterais. Outros detalhes específicos sobre o comportamento do pneu serão discutidos posteriormente.

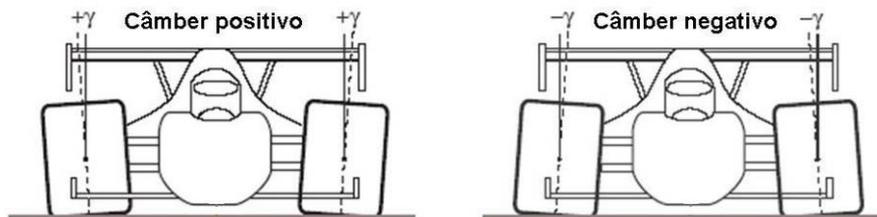


Figura 2: Ângulo de câmber
Fonte: Autor “adaptado de” Rill 2007, p.5

2.1.7 Convergência e divergência

O ângulo entre a linha de centro do veículo e a linha de centro da roda, vistos de cima, será positivo se o prolongamento das linhas de centro se cruzar na frente do veículo e será chamado de convergência, por outro lado será negativo se o prolongamento das linhas se

cruzarem atrás do veículo e será chamado de divergência, este conceito pode ser visto na figura 3. Valores excessivos acarretam desgaste prematuro dos pneus. A convergência pode melhorar a estabilidade direcional e reduzir a tendência de trepidação das rodas.

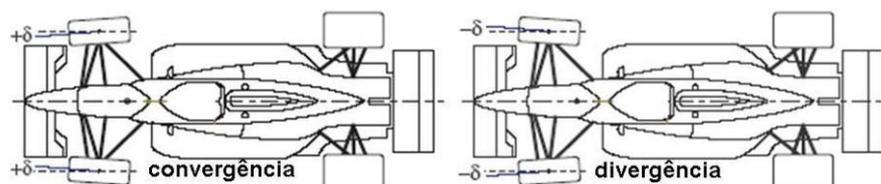


Figura 3: Ângulos de convergência e divergência
Fonte: Autor “adaptado de” Rill 2007, p.4

2.1.8 Cáster

Cáster é o ângulo em vista lateral entre o pino mestre e a vertical. É considerado positivo quando a parte superior da roda está inclinada para trás do veículo e negativo quando a parte superior está inclinada para frente do veículo. Durante o esterço o cáster faz com que a frente do veículo suba e desça, entretanto, enquanto um lado sobe o outro desce. Isso acaba ocasionando uma diferença das forças normais sobre cada roda e conseqüentemente deixa o veículo com o peso cruzado (forças normais maiores em uma roda dianteira e outra traseira diagonalmente oposta), com isso o veículo pode ter, por exemplo, um comportamento sobre-esterçante.

De acordo com Smith (1975), o cáster é parâmetro que mais influencia para obtermos uma melhor estabilidade direcional. Estabilidade direcional é a habilidade que um veículo possui em andar em linha reta com a mínima correção de esterçamento feita pelo condutor.

A estabilidade criada pelo cáster é resultado da força vertical, seja pelo peso estático na roda ou pelo peso devido à transferência de carga em aceleração ou frenagem, portanto quanto maior for o valor do cáster maior será esta estabilidade. Entretanto valores altos do cáster durante o esterço acabam aumentando o valor da cambagem. Assim o valor do cáster deve ser um compromisso entre quanto se quer de estabilidade direcional e quando câmber o pneu aceita no esterçamento sem perder desempenho.

2.2 Pneu

As forças de aceleração de um carro de corrida no plano horizontal são originadas principalmente nos pneus, um entendimento do comportamento dos pneus é a chave para atingir os maiores diagramas “g-g” (Milliken, W. F.; Milliken, D. L., 1995, p.13).

2.2.1 Impressão do pneu no solo e aderência

A impressão do pneu no solo ou área de contato é a área em que os elementos de borracha do pneu estão em contato com o solo. Os elementos de borracha na área de contato ou estão aderidos ao solo ou estão escorregando no solo (Milliken, W. F.; Milliken, D. L., 1995, p.14-15).

Aderência, conforme Milliken, W. F. e Milliken, D. L. (1995, p.14-15), é quando a borracha é “atraída” ou “gruda” ao solo por causa de uma variedade de mecanismos, incluindo um “engrenamento” mecânico à textura do pavimento e uma adesão molecular à superfície. Quando o valor máximo do coeficiente de atrito é alcançado parte ou toda borracha escorrega pelo solo. A força gerada depende da velocidade do escorregamento, carga aplicada, tipo de borracha, características do solo, etc. A dinâmica deste processo é extremamente complexa, em função disso não será discutido o comportamento dos pneus, pois os conceitos básicos são suficientes para este trabalho.

Para se melhorar o desempenho de um veículo, principalmente durante o projeto, deve-se prever qual pneu estará aderindo ao solo e qual estará escorregando, bem como as forças associadas que surgem na área de contato, pois o limite da aceleração instantânea é limitado pelas forças geradas na área de contato.

Na figura 4, a seguir, pode-se ver as forças, torques e ângulos que agem nos pneus de acordo com a orientação padronizada pela SAE, tais propriedades são descritas nos itens seguintes.

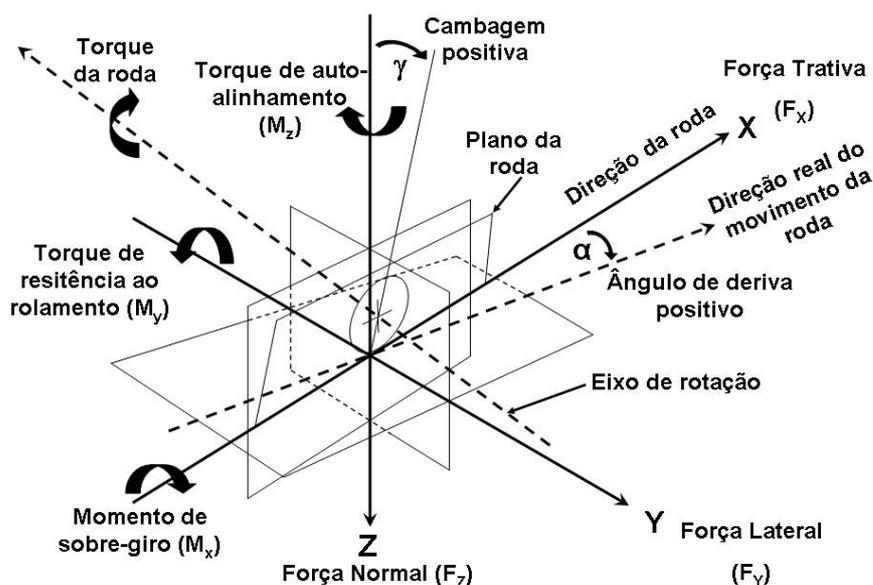


Figura 4: Sistema de coordenadas padrão SAE
 Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.339

2.2.2 Propriedades de esterçamento

As funções mais importantes que um pneu deve ter são:

- Desenvolver forças laterais necessárias para controlar a direção do veículo;
- Gerar aceleração lateral em curvas ou em trocas de pista e
- Resistir a forças externas como rajadas de vento e inclinação lateral do pavimento (Gillespie, 1992, p347-348).

2.2.2.1 Ângulo de deriva (Gillespie, 1992, p.348-351)

Ao submeter um pneu a forças laterais durante o rolamento, o pneu escorrega para o lado. Um ângulo é gerado entre a direção que a roda aponta e a direção da trajetória. Este ângulo é conhecido como ângulo de deriva. Para ajudar a compreensão do mecanismo que acaba gerando o ângulo de deriva tem-se a figura 5, que é uma imagem esquemática simplificada do comportamento do pneu.

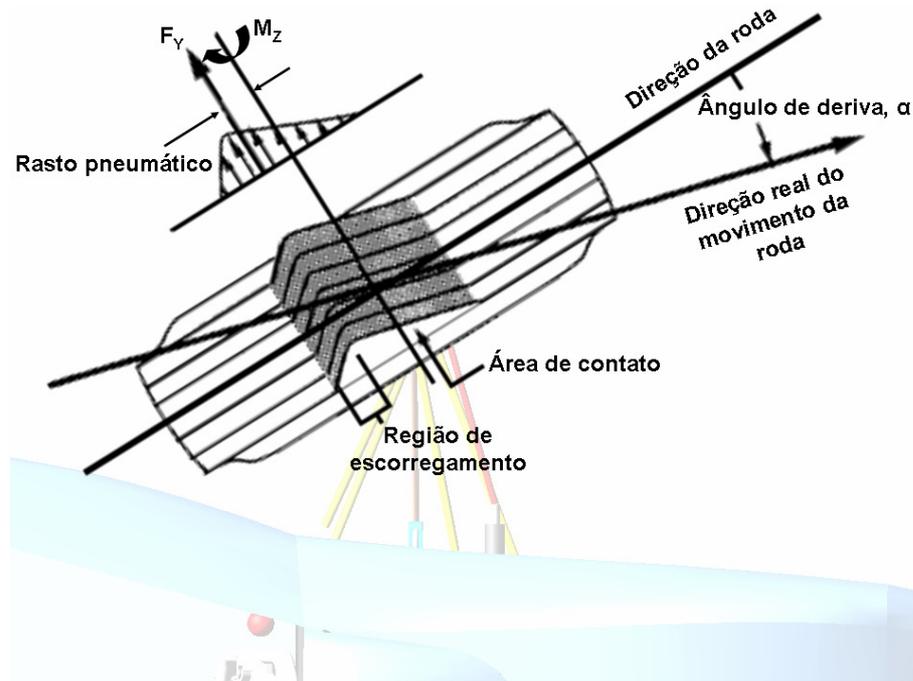


Figura 5: Deformação em pneu girando sob força lateral
 Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie 1992, p.349

Durante a rotação do pneu os elementos da banda ao entrarem em contato com o solo, na região denominada área de impressão do pneu no solo, tendem a seguir a trajetória do movimento e com isso acabam se deformando lateralmente. Este processo acaba gerando forças laterais e ocorre até o limite de aderência entre pneu e solo, a partir deste ponto ocorre o escorregamento e o elemento em questão sai da região da área de impressão.

A integração das forças sobre a área de contato gera uma resultante de força lateral com o ponto de aplicação no centróide da área de contato. A assimetria das forças geradas na área de contato cria uma força resultante deslocada do centro do pneu a uma distância conhecida como rasto pneumático. Pela convenção da SAE a força lateral deve ser representada no centro da área de contato do pneu, por isso, nesta posição, a resultante é a força lateral, F_y e o torque de auto-alinhamento, M_z . O valor do torque de auto-alinhamento é igual ao produto da força lateral com o rasto pneumático.

O mecanismo descrito não é um fenômeno instantâneo, mas atrasa a progressão do ângulo de deriva por causa da necessidade da deflexão da lateral dos pneus. Este atraso está altamente relacionado à rotação do pneu, normalmente leva meia ou uma volta do pneu para efetivamente atingir uma condição de força em regime permanente. Este fenômeno é

observado em baixas velocidades quando é aplicado, rapidamente, um esterçamento considerável no volante do veículo.

A resposta de força lateral é similar ao mostrado na figura 6, abaixo.

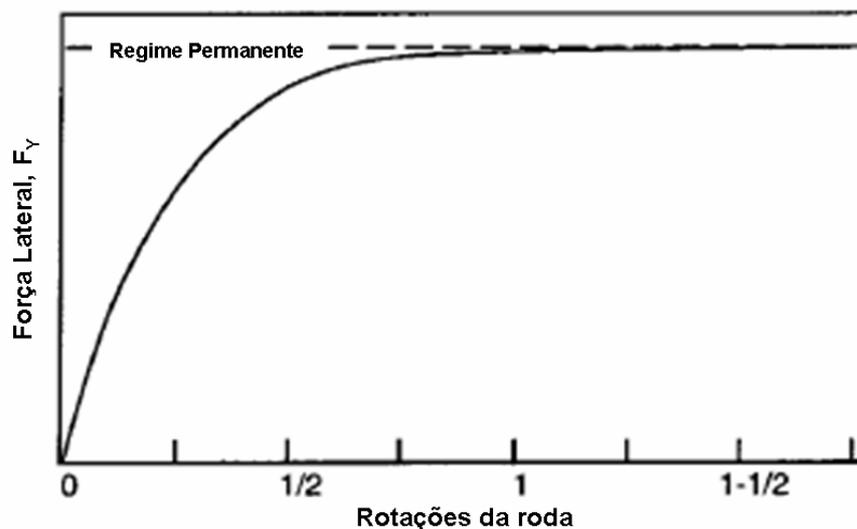


Figura 6: Resposta da força Lateral para uma entrada degrau de esterço
Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.349

Ao esterçar o volante, é necessária pelo menos meia volta do pneu para que haja deflexão lateral e conseqüentemente força lateral. Este atraso é chamado de comprimento de acomodamento e pode ser medido durante a perda de força em curvas quando o pneu está operando em solo rugoso que resulta em grandes variações das forças verticais.

Quando a carga diminui ocorre escorregamento em toda área de contato e as paredes laterais do pneu se alinham. O pneu deve então rolar sobre o comprimento de acomodamento para conseguir gerar novamente força lateral. Como conseqüência percebe-se que o pneu possui uma baixa capacidade de gerar forças laterais em solo rugoso. Para aumentar o desempenho é necessário que se projete a suspensão para minimizar as variações de carga no pneu.

Mais comumente, o que se espera da força lateral durante o rolamento do pneu é caracterizado apenas em regime permanente (forças normais e ângulos de deriva constantes). A relação entre o ângulo de deriva e força lateral pode ser levantada experimentalmente e é exemplificada na figura 7, a seguir.

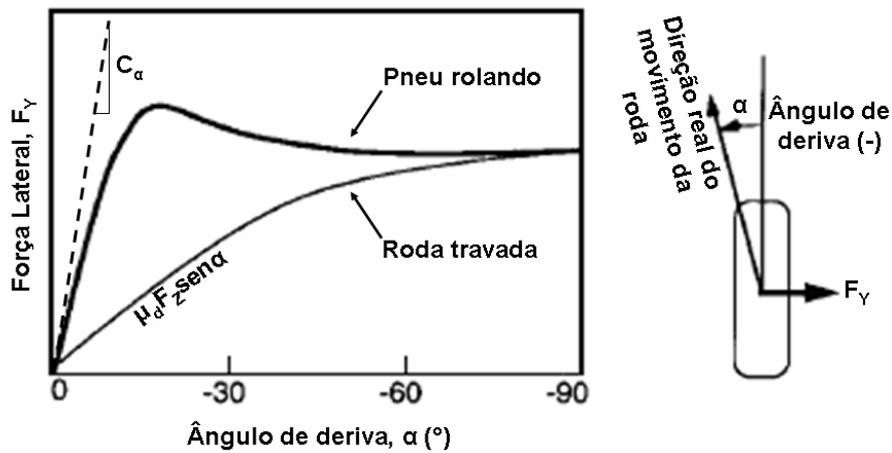


Figura 7: Propriedades da força lateral no pneu
 Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.350

Na figura 7 tem-se:

μ_d – Coeficiente de atrito dinâmico

C_α – Rigidez ao esterçamento [$N/^\circ$]

Quando o ângulo de deriva é zero, o pneu está apontando para direção do movimento e a força lateral é zero. Com os primeiros 5° a 10° de ângulo de deriva a força lateral cresce rapidamente e linearmente e os mecanismos mostrados nas figuras anteriores fazem efeito. Entre 15° e 20° a força lateral atinge seu máximo (normalmente igual a $\mu_e \times F_z$) e começa a diminuir quando a região de escorregamento aumenta na área de contato.

Onde:

μ_e – Coeficiente de atrito estático

Outra propriedade importante para o ajuste e controle de estabilidade desejados no veículo é dada pelo ângulo inicial da curva de força lateral versus ângulo de deriva, nesta condição a tangente da curva no ângulo de deriva igual a zero resulta em um valor conhecido como rigidez ao esterçamento, usualmente representado por C_α .

$$C_\alpha = - \left. \frac{\delta F_y}{\delta \alpha} \right|_{\alpha=0} \quad (1)$$

As propriedades dos pneus em curva em função da carga e do ângulo de deriva são exemplificadas na figura 8.

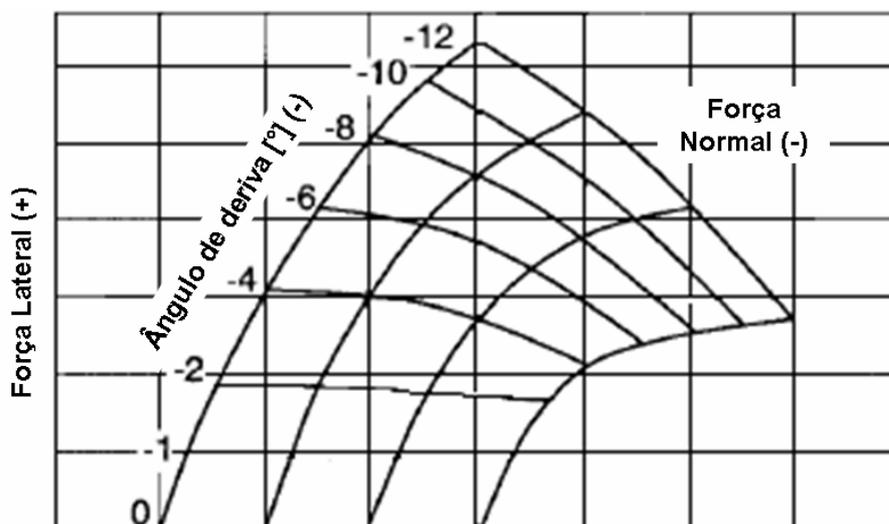


Figura 8: Exemplo da plotagem da força lateral versus ângulo de deriva para um pneu diagonal
Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.351

O eixo vertical é a escala de força lateral. O eixo horizontal é a escala do ângulo de deriva e força normal. Note que o ângulo de deriva e a força normal tem valores negativos. Ângulos de escorregamento negativos geram forças laterais positivas e força normal negativa gera força vertical positiva. Este gráfico mostra um bom formato para o mapeamento das propriedades do pneu.

A rigidez ao esterçamento é influenciada por uma série de variáveis, são elas: medidas do pneu e tipo, cargas, pressão de enchimento, desenho do pneu entre outros.

2.2.3 Força da cambagem

Outra forma de gerar força lateral em um pneu vem da rolagem em função do aumento do ângulo de câmbio, com este, uma força conhecida como força da cambagem é produzida. O ângulo de inclinação é definido a partir da perpendicular do plano do solo, os valores positivos correspondem à orientação com o topo da roda inclinada para dentro do veículo.

Como no ângulo de deriva, a força lateral com o ângulo de cambagem possui uma característica relativa ao ângulo inicial da curva, conhecida como rigidez a cambagem, C_γ , e é definido pela equação:

$$C_\gamma = \left. \frac{\delta F_y}{\delta \gamma} \right|_{\gamma=0} \quad (2)$$

Onde:

C_γ – Rigidez à cambagem [N/°]

γ – Ângulo de cambagem [°]

Em valores absolutos, a rigidez a cambagem é normalmente de 10% a 20% da rigidez ao esterçamento. Pode ser visto na figura 9 um exemplo de um gráfico da força lateral em função da cambagem e carga para um veículo de passageiros.

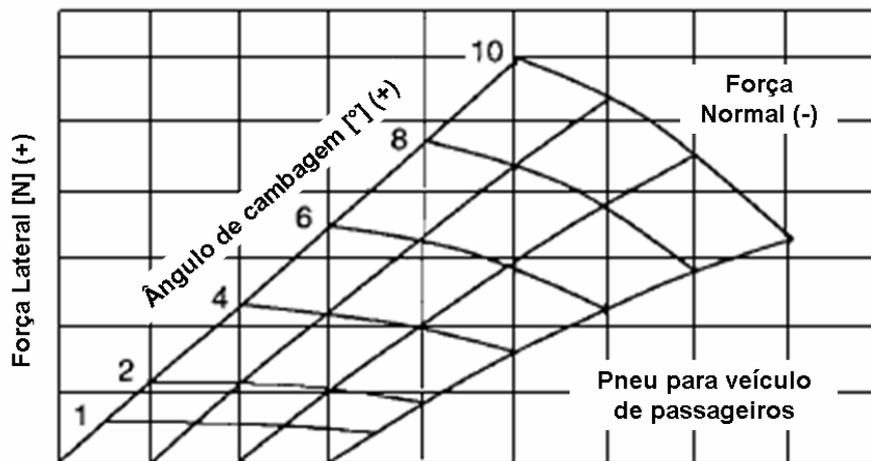


Figura 9: Exemplo da plotagem da força lateral versus ângulo de cambagem para um pneu diagonal
Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.356

2.2.4 Força Lateral

A força lateral surge devido a reações entre o pneu e o solo, maiores acelerações laterais ocorrerão apenas se maiores forças laterais forem atingidas, e isso só ocorre se houver um melhor aproveitamento do pneu usando gráficos como mostrados nas figuras 8 e 9.

“O veículo faz curva devido às forças laterais que são aplicadas ao pneu” (Milliken, W. F. e Milliken, D. L., 1995, p.15).

“De acordo com a norma SAE J670, a força lateral é originada no plano central do pneu na região de contato com o solo, e é perpendicular à direção que a roda está direcionada se não houver inclinação ou cambagem” (Milliken, W. F. e Milliken, D. L., 1995, p.15).

2.2.5 Força Longitudinal

É a componente da força que age no pneu no plano do solo e paralelo a intersecção do plano da roda com o plano do solo (Gillespie, 1992, p339).

A força longitudinal é a componente que surge devido às acelerações longitudinais, tanto na arrancada como na frenagem.

2.2.6 Força Normal

É a componente da força que age nos pneus pelo solo e é perpendicular ao solo. A força normal é negativa em sua intensidade. Já o termo força vertical é definido como o valor negativo da força normal, ou seja, é positivo em sua intensidade (Gillespie, 1992, p339).

2.2.7 Momento de sobre-giro

É o momento que age nos pneus pelo solo em torno da intersecção do plano central da roda com o plano do solo (Gillespie, 1992, p339-340).

2.2.8 Torque de resistência ao rolamento

É o momento que age nos pneus pelo solo em torno de uma normal à intersecção do plano da roda com o plano do solo (Gillespie, 1992, p340).

O torque de resistência ao rolamento ocorre devido ao atrito e perdas de todo conjunto motriz e é sempre contrário ao movimento.

2.2.9 Torque de auto-alinhamento

É o momento que age no pneu pelo solo que é normal ao plano do solo. (Gillespie, 1992, p340).

Surge como resultante das forças geradas em torno do pino mestre, resultando em convergência ou divergência durante a movimentação do veículo.

3 GEOMETRIA DE DIREÇÃO ACKERMANN

O estudo da geometria da direção e o comportamento resultante da escolha de uma geometria específica vêm sendo estudados há muitos anos. Constantemente são apresentadas publicações sobre o assunto em diversos congressos. Basicamente existem duas formas de se estudar a geometria de direção, geométrica e matematicamente. Cada autor justifica sua escolha baseado em fatos, resultados ou simplesmente a premissas de projeto.

Entretanto, mesmo os livros mais conhecidos sobre dinâmica veicular não aprofundam os cálculos sobre a geometria em si e tampouco falam sobre qual a variação do comportamento do veículo ao variar os ângulos do braço de direção a partir do Ackermann clássico.

O objetivo deste capítulo é explicar a teoria envolvida na geometria de Ackermann e conceituar os cálculos necessários para um entendimento básico da geometria e do seu comportamento.

3.1 Conceito

A geometria de Ackermann determina a forma que uma roda irá esterçar em relação a outra, ou seja, se irão esterçar de forma paralela ou uma mais do que a outra.

Existem três possibilidades de geometrias Ackermann, conforme se pode ver na figura 10.

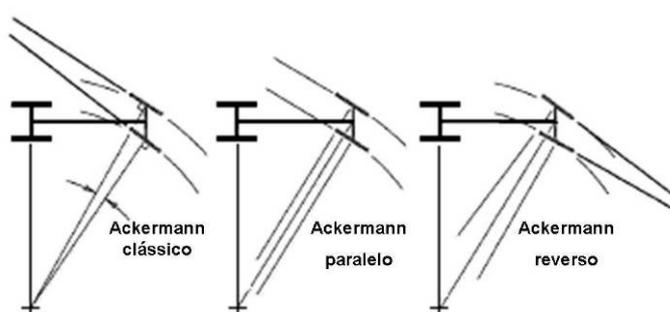


Figura 10: Geometrias de direção de Ackermann
Fonte: Autor “adaptado de” Milliken, W. F. e Milliken, D. L. 1995, p.714

Geometricamente, a geometria de Ackermann é definida prolongando-se linhas que passam pelo centro do pino mestre e da rótula externa do sistema de direção no lado esquerdo e direito do veículo.

Conforme Mitchell, Staniforth e Scott (2006), o Ackermann clássico só possui um esterçamento em que todas as rodas têm raios concêntricos quando a geometria tem as características da figura 11, ou seja, o prolongamento dos braços de direção se encontrando sobre o eixo traseiro e a caixa alinhada com as articulações externas dos tirantes. Infelizmente os estudos a seguir mostram que este caso não tem o resultado esperado, formulou-se então, uma solução que mostra uma otimização do esterço e apesar dos cálculos serem simplificados, sem considerar os ângulos de deriva, obteve-se uma redução considerável do erro do Ackermann.

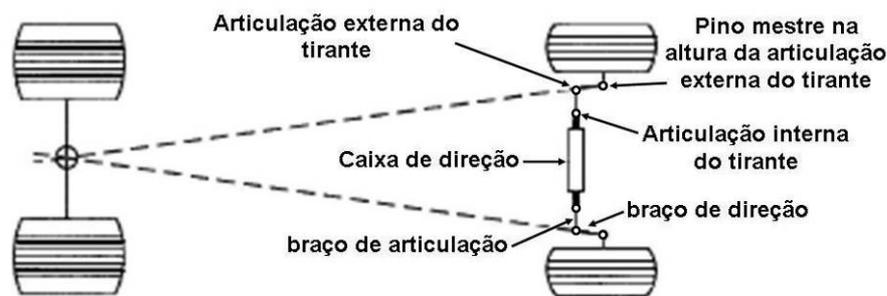


Figura 11: Geometrias de direção de Ackermann, com a caixa de direção para trás do eixo
Fonte: Autor “adaptado de” Milliken, W. F. e Milliken, D. L. 1995, p.714

Altas acelerações laterais mudam este panorama consideravelmente. Os pneus operam com ângulos de escorregamento consideráveis e as forças no lado interno são muito menores que do lado externo da curva. Revendo as curvas de desempenho dos pneus, é percebido que um menor ângulo de deriva é necessário com pouca força normal para atingir a máxima força lateral em curvas. Se o veículo tem como geometria o Ackermann clássico, o pneu interno é forçado a um ângulo de deriva maior do que o necessário para a máxima força lateral. Arrastar o pneu interno por altos ângulos de deriva (acima do pico de força lateral) aumenta a temperatura do pneu e faz com que haja perda de velocidade. Para carros de corrida é comum o uso de Ackermann paralelo ou até de Ackermann reverso (Milliken, W.F. e Milliken, D.L., 1995, p714-715). Estes modelos são usados porque normalmente em pistas os raios das curvas são grandes e o esterço é baixo e porque utilizando o veículo em seu limite o controle do pneu externo a curva é mais importante por possuir maior carga.

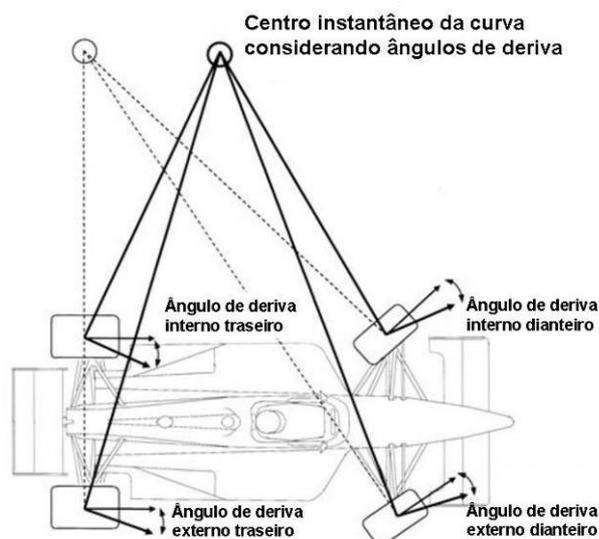


Figura 12: Geometrias de direção de Ackermann, considerando ângulos de deriva
 Fonte: Autor “adaptado de” <http://www.smithees-racetech.com.au/ackerman.html>

Um equívoco muito comum é dizer que a geometria Ackermann é feita para compensar a diferença entre raios de giro das rodas direcionais, entretanto, uma geometria de direção otimizada deve, para cada ângulo de esterço do volante fazer com que os diferentes raios de giro de cada roda do veículo sejam concêntricos. A figura 12 é um bom exemplo para visualizar-se esta condição onde os valores dos raios não são iguais, tanto no caso onde se considera os ângulos de deriva quando no caso que estes não são considerados, sendo que o segundo caso foi considerado para os cálculos mostrados a seguir.

3.2 Cálculo do Ackermann

O objetivo de um estudo específico da geometria é entender a relação de esterço entre uma roda e a outra e o que pode ser feito alterando a geometria para otimizar o seu comportamento.

É possível fazer estudos da progressão de esterço geometricamente, entretanto este estudo é extremamente trabalhoso e difícil de se encontrar uma geometria otimizada que minimize o erro do esterçamento e conseqüentemente o desgaste excessivo dos pneus.

Desta forma, opta-se por fazer um equacionamento matemático para entender a progressão do esterçamento em cada condição do Ackermann. Estes cálculos, no entanto, não mostraram os valores esperados, principalmente no caso do Ackermann clássico que deveria resultar em um esterçamento com raios concêntricos em quaisquer condições de esterço, apresentando erros consideráveis. Com isso foi necessário estudar algumas variações para encontrar-se uma geometria que reduzisse o erro ou até deixá-lo igual a zero. Estudou-se, individualmente, a influência da variação da posição longitudinal da caixa de direção (AE), do comprimento do braço de direção (BC) e do comprimento do tirante de direção (CD) que altera também o ângulo do braço de direção (λ). Nenhuma destas variações foi suficiente para zerar o erro do Ackermann por completo, com isso viu-se a necessidade de fazer um estudo mais complexo em que fosse possível fazer mais de uma variação ao mesmo tempo e encontrar qual delas resultaria um menor erro. Em nenhum dos casos foram considerados os ângulos de deriva, pois eles variam de roda para roda em cada condição de esterço e fazer uma aproximação não mostraria valores exatos. A análise considerando o ângulo de deriva será feita apenas nas simulações executadas no Adams/Car.

Criou-se uma rotina no programa Matlab que é apresentada no Apêndice, esta rotina foi feita utilizando a figura 13 e as fórmulas seguintes.

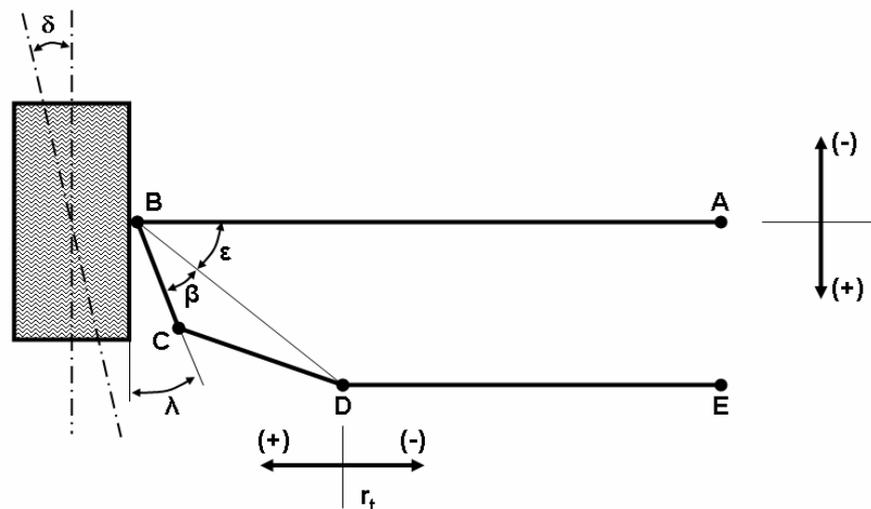


Figura 13: Paralelogramo da geometria de direção

Tem-se então:

$$\tan \varepsilon = \frac{AE}{BA - DE - r_t} \quad (3)$$

Onde:

ε – ângulo de referência entre BA e BD que varia em função do esterçamento dado pela variação do r_t [°]

AE – deslocamento longitudinal da caixa de direção [mm]

BA – metade da distância entre os centros dos pinos mestre na altura dos braços de direção [mm]

DE – metade do comprimento da caixa de direção (de centro a centro das articulações) [mm]

r_t – deslocamento da cremalheira durante o esterço [mm]

$$BD^2 = AE^2 + (BA - DE - r_t)^2 \quad (4)$$

Onde:

BD – distância de referência, usada para encontrar a variação do ângulo de esterço [mm]

$$CD^2 = BC^2 + BD^2 - 2 \times BC \times BD \times \cos \beta$$

$$\cos \beta = \frac{BC^2 + BD^2 - CD^2}{2 \times BC \times BD} \quad (5)$$

Onde:

CD – comprimento do tirante de direção [mm]

BC – comprimento do braço de direção [mm]

β – ângulo de referência entre BC e BD, que varia em função do esterçamento dado pela variação do curso da caixa de direção, r_t [°]

O ângulo estático do braço de direção, para $r_t=0$, foi calculado conforme equação a seguir:

$$\lambda = 90 - \beta - \varepsilon \quad (6)$$

Onde:

λ – ângulo do braço de direção [°]

Valores positivos do ângulo de direção representam que o braço de direção está inclinado para dentro do veículo.

Variando-se valores do curso da caixa de direção (r_t), pode-se calcular a progressão dos ângulos da geometria. Esta variação resulta em valores de ângulo de esterçamento (δ) e são calculados a partir da variação do ângulo λ em relação a sua posição inicial, portanto:

$$\delta = (\beta + \varepsilon) - (\beta_i + \varepsilon_i) \quad (7)$$

ε_i – ângulo de referência inicial entre BA e BD, para $r_t=0$ [°]

β_i – ângulo de referência inicial entre BC e BD, para $r_t=0$ [°]

Uma forma muito comum de medir quanto está variando a geometria de direção em relação ao Ackermann clássico é feita em função da variação em porcentagem do Ackermann atual para o Ackermann clássico, desta forma o cálculo pode ser feito como mostrado a seguir:

$$\% \text{Ackermann} = 100 \times \frac{L_a}{L} \quad (8)$$

Onde:

%Ackermann – porcentagem do Ackermann [%]

L_a = comprimento do Ackermann atual [m]

Utilizando se a rotina criada chegou-se nos valores da tabela 1.

Tabela 1 – Resultados encontrados com rotina criada no Matlab

		Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3	Modelo 4
Parâmetros	Dados de Entrada				
	BA [mm]	562	562	562	562
	DE [mm]	289	280	280	280
	L [mm]	1600	1600	1600	1600
	Valores otimizados				
	BC [mm]	71	71	71	86
	CD [mm]	319	248	258	267
	AE [mm]	-101	54	67	83

A otimização dos valores foi feita em duas etapas, primeiro rodou-se a rotina **Ackermann 1** onde encontram-se os valores do braço de direção (BC) e do tirante de direção (CD) e estes valores foram utilizados na rotina **Ackermann 2** onde novamente o valor do braço de direção (BC) é otimizado mas, neste caso, encontra-se também a posição da caixa de direção longitudinalmente (AE).

4 CURVAS EM REGIME PERMANENTE

4.1 Introdução

O comportamento em curva de um veículo a motor é uma característica desejável quando se diz respeito ao desempenho relacionado à dirigibilidade. Dirigibilidade é um termo usado para definir a forma da resposta que um veículo tem a partir das entradas dadas pelo condutor, ou pela facilidade de se controlar, ou seja, dirigibilidade é uma forma de medir a interação veículo-condutor.

O condutor e o veículo são considerados como um sistema fechado, significa que o condutor observa a direção e posição do veículo e corrige sua entrada para atingir o movimento desejado.

Sistema aberto refere-se às respostas do veículo para entradas de ângulos de direção específicas e mais precisamente definidas como comportamento da “resposta direcional”.

A medida mais comum de resposta para sistemas abertos é o gradiente de sub-esterço. Gradiente de sub-esterço é uma medida de desempenho analisada em condições de regime permanente, embora a medição possa ser usada para pressupor propriedades sobre condições que não são completamente regime permanente.

Um sistema aberto em curva, ou o desejo de resposta direcional, será examinado a seguir. Primeiramente será analisado o comportamento ao contornar a curva em baixas velocidades e em seguida serão consideradas as diferenças que surgem durante condições de alta velocidade. A importância das propriedades dos pneus irá surgir nos casos de contorno de curva em alta velocidade e naturalmente levará ao estudo das propriedades da suspensão que influenciam ao contornar curvas.

4.2 Contornando curvas em baixa velocidade

Para curvas em baixa velocidade, como em manobras ao estacionar, normalmente abaixo de 15 km/h, não existe ângulo de deriva e o pneu não gera forças laterais. Geometricamente este conceito é representado na Figura 14.

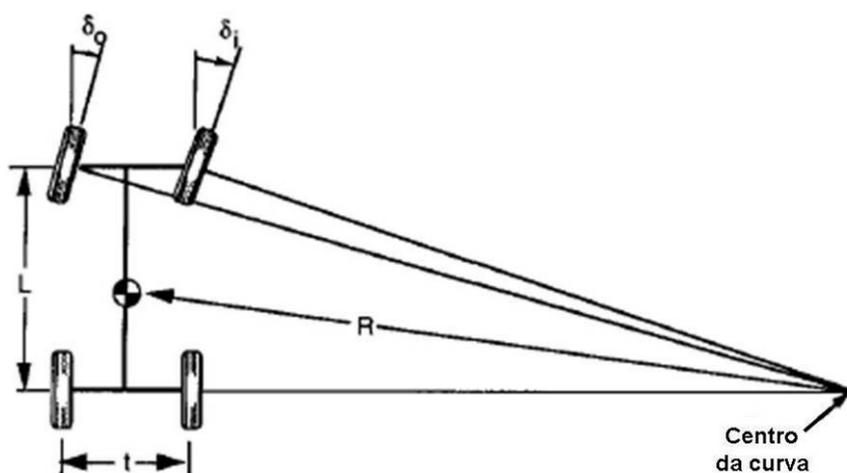


Figura 14: Geometria de um veículo contornando uma curva
Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.197

Os ângulos das rodas dianteiras são definidos por:

$$\tan \delta_o = \frac{L}{(R + t/2)} \quad (9)$$

$$\tan \delta_i = \frac{L}{(R - t/2)} \quad (10)$$

Onde:

δ_i – Ângulo de esterçamento da roda interna [°]

δ_o – Ângulo de esterçamento da roda externa [°]

L – Distância entre-eixos [m]

R – Raio da curva [m]

t – Bitola [m]

O ângulo médio, ou ângulo de Ackermann, é definido por:

$$\tan \delta_m = \frac{L}{R} \quad (11)$$

Onde:

δ_m – Ângulo de Ackermann ou ângulo de esterçamento médio [°]

4.3 Contornando curvas em alta velocidade

Para curvas em alta velocidade é necessário levar em conta as acelerações laterais e para isso o ângulo de deriva estará presente em cada pneu, isso significa que a direção da trajetória não será mais colinear com a linha de centro do pneu, e sim, em relação a uma componente definida pelo ângulo de deriva.

4.4 Forças em curva nos pneus

Durante a curva o pneu desenvolve forças laterais e escorregamento enquanto gira.

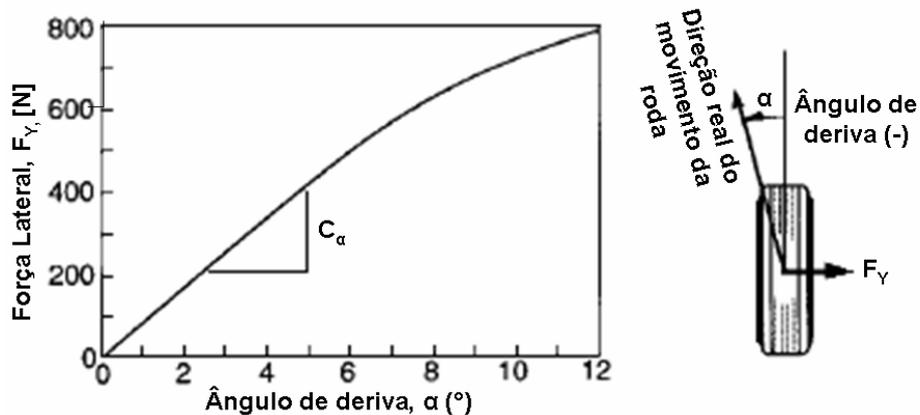


Figura 15: Propriedades dos pneus em curva – Força X Ângulo de deriva
Fonte: Autor “adaptado de” Gillespie 1992, p.198

Como pode ser visto na figura 15, a força lateral, F_y , para câmbor igual zero e uma força normal no pneu que tem seu valor aumentado à medida que o ângulo de deriva aumenta, para ângulo de deriva menores que 5° , por ser linear, pode ser definida como:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (12)$$

Existe uma grande relação entre a força lateral e a carga e com isso as propriedades do pneu em curva também são chamadas de coeficiente de esterçamento que é a rigidez ao esterçamento dividido pela carga e é denominado CC_α .

$$CC_\alpha = C_\alpha / F_z \quad (13)$$

Onde:

CC_α – Coeficiente de esterçamento [$N_y/N_z/^\circ$]

4.5 Equacionamento para regime permanente em curvas

Para modelos em alta velocidade e grandes valores de raio de curva, maiores que o entre eixos do veículo, é considerado para estudo o modelo de bicicleta, ou seja, apenas com duas rodas, como pode ser visto na figura 16. Assim não é considerada diferença no ângulo de escorregamento entre rodas externas e internas e conseqüentemente o ângulo é dado pelo ângulo médio de Ackermann, δ_m , conforme visto anteriormente.

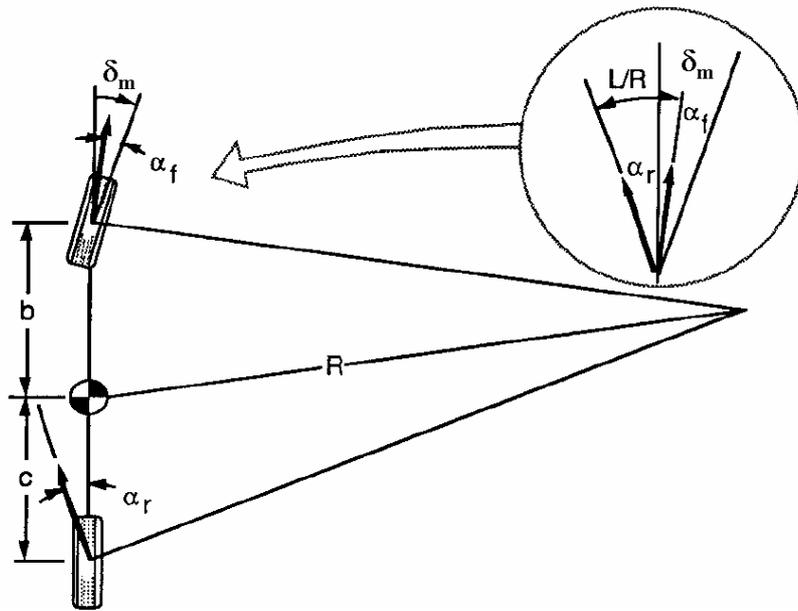


Figura 16: Modelo de bicicleta em curva
 Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.201

Onde:

α_f – Ângulo de deriva das rodas dianteiras [°]

α_r – Ângulo de deriva das rodas traseiras [°]

b – distância longitudinal do eixo dianteiro ao centro de gravidade [m]

c – distância longitudinal do centro de gravidade ao eixo traseiro [m]

Equacionando a partir da segunda lei de Newton, tem-se a seguinte equação:

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = \frac{MV^2}{R} \quad (14)$$

Onde:

F_{yf} – Força lateral no eixo dianteiro [N]

F_{yr} – Força lateral no eixo traseiro [N]

M – Massa do veículo [kg]

V – Velocidade do veículo [m/s]

4.5.1 Gradiente de sub-esterço

Para o cálculo do gradiente de sub-esterço, K, usa-se a equação do ângulo de esterço adicionando o ângulo de deriva dianteiro e subtraindo o ângulo de deriva traseiro, resultando a equação a seguir:

$$\delta_m = 57.3 \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{of}} - \frac{W_r}{C_{or}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (15)$$

Sendo que os ângulos de deriva são:

$$\alpha_f = \frac{W_f V^2}{C_{of} gR} \quad (16)$$

$$\alpha_r = \frac{W_r V^2}{C_{or} gR} \quad (17)$$

Onde:

W_f – Peso no eixo dianteiro [N]

W_r – Peso no eixo traseiro [N]

C_{of} – Rigidez ao esterçamento dos pneus dianteiros [N/°]

C_{or} – Rigidez ao esterçamento dos pneus traseiros [N/°]

g – Aceleração da gravidade [m/s²]

Portanto, o ângulo de esterço de forma simplificada é dado pela formula a seguir:

$$\delta_m = 57.3 \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (18)$$

K – Coeficiente de sub-esterço [$^{\circ}/g$]

a_y – Aceleração lateral [g]

A análise da equação 18 mostra importantes características de comportamento do veículo, entre elas a relação entre o ângulo de esterço e o raio de curva e entre o ângulo de esterço e a aceleração lateral. Além disso, mostra o gradiente de sub-esterço que quantifica o esterçamento e a direção de entrada do esterço.

Com isso podem-se ter três possibilidades de comportamento de esterçamento (Gillespie, 1992, p. 203):

4.5.1.1 Esterçamento Neutro

$$\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} = \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \rightarrow K = 0 \rightarrow \alpha_f = \alpha_r \quad (19)$$

Ocorre quando as forças geradas no eixo dianteiro são iguais às geradas no eixo traseiro em uma curva de raio constante, sem alteração no ângulo de esterço e variando apenas a velocidade. Um veículo com característica de esterçamento neutro pode ser acelerado lentamente mantendo um fixo de ângulo do volante e manterá o raio da curva constante durante a manobra, como pode ser observado na figura 17.

4.5.1.2 Sub-esterçante

$$\frac{W_f}{C_{\alpha_f}} > \frac{W_r}{C_{\alpha_r}} \rightarrow K > 0 \rightarrow \alpha_f > \alpha_r \quad (20)$$

Para uma curva de raio constante, o ângulo de esterço deve aumentar com a velocidade na relação de K vezes a aceleração lateral, em g 's. Assim, aumenta linearmente com a aceleração lateral e com o quadrado da velocidade. Neste caso, a aceleração lateral no CG causa um escorregamento maior das rodas dianteiras do que das traseiras. Conseqüentemente

para aumentar a força lateral nas rodas dianteiras para manter o raio da curva, é necessário aumentar o ângulo de esterço.

4.5.1.3 Sobre-esterçante

$$\frac{W_f}{C_{\alpha f}} < \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \rightarrow K < 0 \rightarrow \alpha_f < \alpha_r \quad (21)$$

Para uma curva de raio constante, o ângulo de esterço deverá diminuir conforme a velocidade e a aceleração lateral aumentam. Neste caso, a aceleração lateral no CG causa um escorregamento maior nas rodas traseiras do que nas dianteiras. A saída de traseira do carro gira as rodas dianteiras para dentro da curva, diminuindo o raio da curva. O aumento da aceleração lateral ocorrido faz com que a saída de traseira aumente ainda mais e o processo continua a não ser que se reduza o ângulo de esterço para manter o raio original da curva.

A relação entre ângulo de esterço e velocidade bem como os comportamentos que o veículo pode ter são melhores visualizados na figura 17, a seguir. Tal figura indica o valor do ângulo de Ackermann para o esterçamento neutro e o valor limite para sub-esterço.

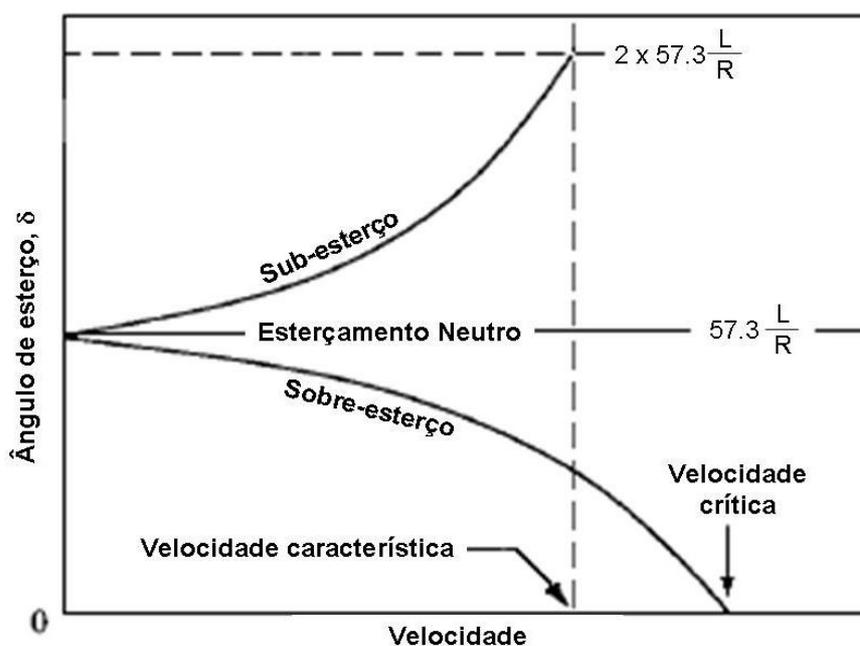


Figura 17: Variação do ângulo de esterço de acordo com a velocidade
Fonte: Autor "adaptado de" Gillespie 1992, p.204

4.5.1.4 Velocidade característica

De acordo com Gillespie 1992, para um veículo com característica sub-esterçante, o nível de sub-esterçamento pode ser quantificado por um parâmetro conhecido como velocidade característica. Velocidade característica, por definição, é simplesmente a velocidade em que o ângulo de esterço necessário para fazer uma curva seja igual a duas vezes o ângulo de Ackermann.

$$V_{car} = \sqrt{57.3Lg/K} \quad (22)$$

Onde:

V_{car} – velocidade característica [m/s]

4.5.1.5 Velocidade crítica

Já no caso de um veículo sobre-esterçante, conforme Gillespie (1992), velocidade crítica é aquela no qual, acima dela, o veículo fica instável.

Analisando-se a fórmula a seguir, pode-se notar que a velocidade crítica depende da distância entre eixos, pode-se concluir então que para um mesmo nível de sobre-esterçamento, veículos com maior entre-eixos terão uma maior velocidade crítica do que veículos com entre-eixos mais curtos.

$$V_{crit} = \sqrt{-57.3Lg/K} \quad (23)$$

Onde:

V_{crit} – velocidade crítica [m/s]

A velocidade crítica é atingida no momento em que o ângulo do volante fica igual a zero na curva, ou seja, a partir deste momento para aumentar a velocidade é necessário que o ângulo de esterço seja negativo, esta situação também é conhecida como *drift*.

4.6 Equacionamento no Adams/Car

Será abordado a seguir o equacionamento utilizado pelo programa de cálculo multicorpos Adams/Car. Em alguns casos, serão mostrados conceitos já abordados, mas neste caso, serão apresentados do ponto de vista de como é tratado e equacionado pelo programa.

4.6.1 Matriz de flexibilidade

4.6.1.1 Método computacional e características da suspensão e direção

Durante a análise de suspensão o Adams/Car calcula 38 características diferentes baseadas na geometria da suspensão, na matriz de flexibilidade da suspensão, ou em ambas. A geometria da suspensão refere-se à posição e orientação das peças relativas ao solo durante os movimentos verticais, rolagem e esterçamento da massa suspensa (MD R2 Adams/Car help, 2006). Este posicionamento e orientação é feito considerando as coordenadas que definem as articulações e pontos de interação entre as peças modeladas, também conhecidos como *hard points*. Cada *hard point* deve ser criado e inserido no modelamento utilizando coordenadas espaciais (x, y e z) em relação ao sistema de coordenadas de referência adotado.

A matriz de flexibilidade refere-se aos movimentos incrementais da suspensão devido à aplicação incremental de forças no centro das rodas. O Adams/Car calcula a matriz de flexibilidade da suspensão para cada posição durante o movimento de articulação. Razão de arfagem e torque de alinhamento são variáveis calculadas pela matriz de flexibilidade da suspensão (MD R2 Adams/Car help, 2006).

As variáveis de direção e suspensão são baseadas em:

- a) Cálculo do eixo de esterçamento
- b) Definição da matriz de flexibilidade

A matriz de flexibilidade para um sistema, [C], também conhecida como matriz *compliance*, é definida como as derivadas parciais dos deslocamentos em função das forças aplicadas:

$$[C] = \left[\frac{\partial X}{\partial F} \right] \quad (24)$$

Se o sistema for linear, a matriz de rigidez pode ser usada para prever o movimento do sistema devido às forças de entrada:

$$\{\Delta X\} = [C]\{\Delta F\} \quad (25)$$

Desta forma, o elemento C_{ij} da matriz é o deslocamento do sistema com i -ésimo grau de liberdade devido à força no j -ésimo grau de liberdade.

O Adams/Car utiliza matrizes 12×12 para relacionar o movimento entre as rodas do lado direito e esquerdo para forças e torques aplicados nos centros das rodas. O exemplo desta matriz pode ser visto a seguir:

$$\begin{pmatrix} X_{roda_esquerda} \\ Y_{roda_esquerda} \\ Z_{roda_esquerda} \\ AX_{roda_esquerda} \\ AY_{roda_esquerda} \\ AZ_{roda_esquerda} \\ X_{roda_direita} \\ Y_{roda_direita} \\ Z_{roda_direita} \\ AX_{roda_direita} \\ AY_{roda_direita} \\ AZ_{roda_direita} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C(1.1), & C(1.2)... & C(1.12) \\ C(2.1), & C(2.2)... & C(2.12) \\ C(3.1), & C(2.2)... & C(3.12) \\ \dots & & \\ \dots & & \\ \dots & & \\ C(7.1) & & \\ C(8.1) & & \\ C(9.1), & C(9.2) & \\ \dots & & \\ \dots & & \\ C(12.1), & C(12.2)... & C(12.12) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} FX_{roda_esquerda} \\ FY_{roda_esquerda} \\ FZ_{roda_esquerda} \\ TX_{roda_esquerda} \\ TY_{roda_esquerda} \\ TZ_{roda_esquerda} \\ FX_{roda_direita} \\ FY_{roda_direita} \\ FZ_{roda_direita} \\ TX_{roda_direita} \\ TY_{roda_direita} \\ TZ_{roda_direita} \end{pmatrix} \quad (26)$$

Por exemplo, o elemento $C(3,3)$ é o movimento vertical ($Z_{roda_esquerda}$) devido a uma força vertical ($Fz_{roda_esquerda}$) aplicada no centro da roda esquerda. O elemento $C(3,9)$ é o movimento vertical ($Z_{roda_esquerda}$) devido a uma força vertical ($Fz_{roda_direita}$) aplicada no centro da roda direita. No caso de uma suspensão independente sem barra estabilizadora, $C(3,9)$ é zero, pois a roda esquerda não gera nenhuma força sobre a roda direita. Os outros elementos da matriz são definidos de forma similar (MD R2 Adams/Car help, 2006).

4.6.1.2 Esterçamento por rolagem

É a relação entre o ângulo de esterço e o ângulo de rolagem

Este cálculo é feito por etapas:

Primeiro é calculado o ângulo de rolagem

$$\frac{d(\text{roll_angle})}{d(\text{roll_moment})} = \frac{\left(C(3,3) - C(3,9) - C(9,3) + C(9,9) + \frac{2}{K_t} \right)}{t} \quad (27)$$

Onde:

K_t – Rigidez do pneu

Em seguida é calculada a diferença de orientação entre os eixos das mangas de eixo esquerda e direita

$$w_l = \{C(4,3) - C(4,9), C(5,3) - C(5,9), C(6,3) - C(6,9)\} \quad (28)$$

$$w_r = \{C(10,3) - C(10,9), C(11,3) - C(11,9), C(12,3) - C(12,9)\} \quad (29)$$

Onde:

w_l – Coordenada do centro da roda dianteira esquerda

w_r – Coordenada do centro da roda dianteira direita

A variação entre os vetores da manga de eixo do lado esquerdo e os vetores da manga de eixo do lado direito é dada pelas derivadas parciais dos vetores:

$$\frac{d(wcv_l)}{d(\text{roll_moment})} = w_l \times wcv_l \quad (30)$$

$$\frac{d(wcv_r)}{d(\text{roll_moment})} = w_r \times wcv_r \quad (31)$$

Onde:

wcv_l – Vetor de orientação do eixo da roda dianteira esquerda

wcv_r – Vetor de orientação do eixo da roda dianteira direita

A mudança no ângulo de esterço devido à mudança no vetor de orientação do centro da roda também é um vetor de derivadas parciais dado por:

$$\frac{d(\text{steer_angle}_l)}{d(wcv_l)} = \left(\frac{-1.0}{syl^2 + sxl^2} \right) \{syl, -sxl, 0\} \quad (32)$$

$$\frac{d(\text{steer_angle}_r)}{d(wcv_r)} = \left(\frac{-1.0}{syr^2 + sxr^2} \right) \{syr, -sxr, 0\} \quad (33)$$

Onde:

sxl – Componente em X do vetor de orientação do eixo da roda dianteira esquerda

sxr – Componente em X do vetor de orientação do eixo da roda dianteira direita

syl – Componente em Y do vetor de orientação do eixo da roda dianteira esquerda

syr – Componente em Y do vetor de orientação do eixo da roda dianteira direita

A mudança no ângulo de esterço para uma mudança no momento de rolagem é calculado usando a regra da cadeia:

$$\frac{d(\text{steer_angle}_l)}{d(\text{roll_moment})} = \left(\frac{d(\text{steer_angle}_l)}{d(wcv_l)} \right) \circ \left(\frac{d(wcv_l)}{d(\text{roll_moment})} \right) \quad (34)$$

$$\frac{d(\text{steer_angle}_r)}{d(\text{roll_moment})} = \left(\frac{d(\text{steer_angle}_r)}{d(wcv_r)} \right) \circ \left(\frac{d(wcv_r)}{d(\text{roll_moment})} \right) \quad (35)$$

Aplicando a regra da cadeia mais uma vez, o rolamento por esterço é:

$$roll_steer.left = \frac{\left(\frac{d(steer_angle_l)}{d(roll_moment)} \right)}{\left(\frac{d(roll_angle)}{d(roll_moment)} \right)} \quad (36)$$

$$roll_steer.right = \frac{\left(\frac{d(steer_angle_r)}{d(roll_moment)} \right)}{\left(\frac{d(roll_angle)}{d(roll_moment)} \right)} \quad (37)$$

4.6.1.3 Razão de rolagem da suspensão

A relação de rolagem da suspensão é um torque por grau de rolagem medido no centro das rodas, é calculado aplicando-se uma força vertical na área de contato do pneu (MD R2 Adams/Car help, 2006).

$$T_x = F_z \times t \quad (38)$$

Onde:

T_x – Momento de rolagem da carroceria, sendo que é positivo no sentido horário quando visto pela direção do eixo X positivo [Nm]

A distância vertical entre os centros das rodas, ΔZ , é dada por:

$$\Delta Z = X(3,3) - X(3,9) - X(9,3) + X(9,9) \quad (39)$$

A rolagem é calculada usando o deslocamento vertical total entre os centros das rodas e a bitola:

$$\tan \phi = \frac{\Delta Z}{t} \quad (40)$$

Onde:

ϕ – Ângulo de rolagem

A relação de rolagem da suspensão é:

$$susp_roll_rate = \frac{T_x}{\phi} = \frac{t^2}{\Delta Z} \quad (41)$$

4.6.1.4 Convergência e divergência

É o ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e a linha de intersecção entre o plano da roda e o plano XY (solo) (MD R2 Adams/Car help, 2006).

$$toe_angle.left = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta \cos X}{\Delta \cos Y} \right) \quad (42)$$

$$toe_angle.right = \tan^{-1} \left(-\frac{\Delta \cos X}{\Delta \cos Y} \right) \quad (43)$$

4.6.1.5 Razão de rigidez das rodas

Razão de rigidez das rodas é a rigidez vertical da suspensão em relação ao veículo medido no centro da roda.

O Adams/Car calcula a relação da roda como o inverso do deslocamento em Z no centro da roda devido às forças verticais aplicadas em ambas as rodas simultaneamente (MD R2 Adams/Car help, 2006).

$$wheel_rate.left = \frac{1}{(C(3,3) + C(3,9))} \quad (44)$$

$$wheel_rate.right = \frac{1}{(C(9,3) + C(9,9))} \quad (45)$$

4.6.1.6 Ackermann

É a diferença entre o ângulo de esterçamento da roda esquerda com a roda direita. Um Ackermann positivo indica que a roda direita está esterçando mais que a esquerda.

$$ackermann = right_steer_angle - left_steer_angle \quad (46)$$

4.6.1.7 Ângulo Ackermann

É o valor de ângulo teórico entre os ângulos das rodas esquerda e direita. Este ângulo é calculado pela tangente do entre-eixos dividido pelo raio da curva. O valor é positivo para curvas a direita (MD R2 Adams/Car help, 2006).

$$ackermann_angle = \tan^{-1}\left(\frac{L}{R}\right) \quad (47)$$

4.6.1.8 Erro do ângulo Ackermann

É a diferença entre o angulo de esterço e a geometria ideal de Ackermann. Como o Adams/Car usa a roda interna para calcular o centro da roda, o erro do Ackermann para roda interna é zero (MD R2 Adams/Car help, 2006).

$$ackermann_error.left = (left_steer_angle - left_ideal_steel_angle) \quad (48)$$

$$ackermann_error.right = (right_steer_angle - right_ideal_steel_angle) \quad (49)$$

4.6.1.9 Ângulo de esterçamento ideal

É o angulo de esterço, em radianos, para uma geometria de Ackermann clássico.

$$ideal_steel_angle.left = \tan^{-1}\left[\frac{wheel_base}{turn_radius} - R_{p(left)} \circ \hat{y}\right] \quad (50)$$

$$ideal_steel_angle.right = \tan^{-1}\left[\frac{wheel_base}{turn_radius} - R_{p(right)} \circ \hat{y}\right] \quad (51)$$

Onde:

R_p – Centro da área de contato do pneu

Curvas para direita resultam ângulos positivos e raios de curvas.

- a) $R_{p(left)} \circ \hat{y} < 0$
- b) $R_{p(right)} \circ \hat{y} > 0$
- c) $|\hat{\text{Ângulo de esterço ideal da roda interna}}| > |\hat{\text{ângulo de esterço ideal roda externa}}|$

4.6.1.10 Porcentagem do Ackermann

É a relação entre o Ackermann atual e o Ackermann clássico expresso em porcentagem, tendo como limites os valores de -999% a 999%, onde os valores negativos correspondem ao Ackermann reverso (MD R2 Adams/Car help, 2006). Esta fórmula de cálculo é importante para avaliarmos o comportamento da relação entre o Ackermann atual e o clássico em diferentes posições do volante, entretanto na posição de volante a 0 grau para rodas alinhadas simetricamente o valor será sempre 100%, e desta forma não demonstra o valor de porcentagem estática em relação ao Ackermann clássico conforme demonstrado na fórmula 8.

$$ideal_ackermann = right_ideal_steer_angle - left_ideal_steer_angle \quad (52)$$

$$percent_ackermann = 100 \times \frac{ackermann}{ideal_ackermann} \quad (53)$$

4.6.1.11 Ângulo de esterçamento

Angulo de esterçamento é o angulo medido entre a direção do veículo e a linha de intersecção do plano do centro da roda com o solo (MD R2 Adams/Car help, 2006).

$$steer_angle.left = \tan^{-1} \left(\frac{-\Delta \cos X}{|\Delta \cos Y|} \right) \quad (54)$$

$$steer_angle.right = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta \cos X}{|\Delta \cos Y|} \right) \quad (55)$$

5 DESCRIÇÃO DO MODELO

Todo o desenvolvimento foi feito usando o veículo Fórmula FEI RS3 e a seqüência do desenvolvimento foi feita de acordo com o fluxograma mostrado na figura 18:

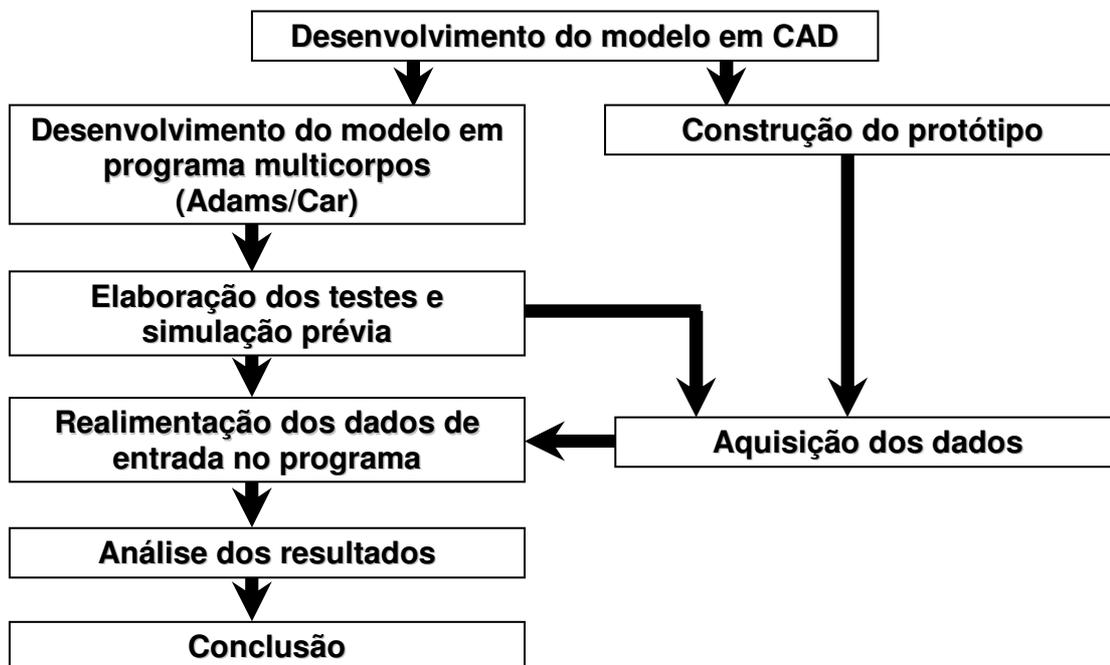


Figura 18: Fluxograma de desenvolvimento

5.1 Desenvolvimento do modelo em CAD

Para iniciar um desenvolvimento de multicorpos, deve-se ter um modelo tridimensional em CAD (*Computer Aided Design*) com o maior número de peças modeladas. A equipe Fórmula utiliza o programa Unigraphics NX5 para modelar seu veículo, portanto este foi utilizado para obtenção dos valores de massa, inércia e posição dos centros de gravidade das peças que foram consideradas no modelamento feito no Adams/Car. A seguir, na figura 19, pode ser visto o modelo do veículo.

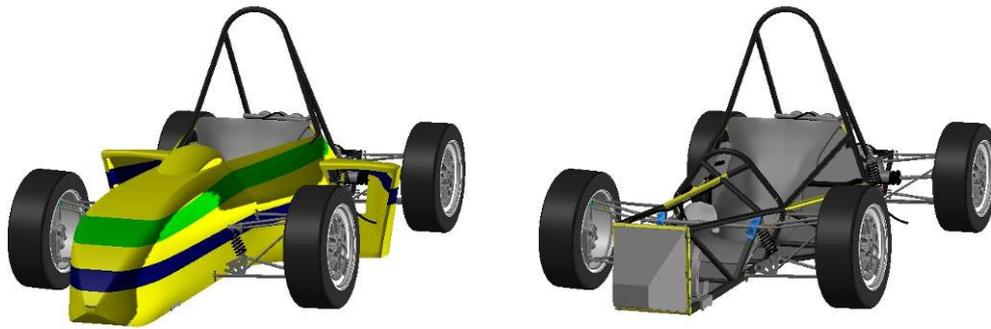


Figura 19: Modelo CAD Fórmula FEI RS3

O conjunto de peças modeladas em CAD representa aproximadamente 85% do protótipo, mesmo assim, o comparativo com um teste experimental feito para encontrar o posicionamento do centro de gravidade do protótipo mostrou uma diferença inferior a 1% da posição nos três eixos de coordenada. Isto forneceu confiabilidade para usarem-se os pesos e momentos de inércia que são necessários como dados de entradas no modelamento de multicorpos.

5.2 Desenvolvimento do modelo em programa multicorpos

Na figura 20 pode-se ver a imagem esquemática gerada no Adams/Car. Todas as peças vistas são meramente ilustrativas, pois o Adams/Car não se baseia nas geometrias visualizadas

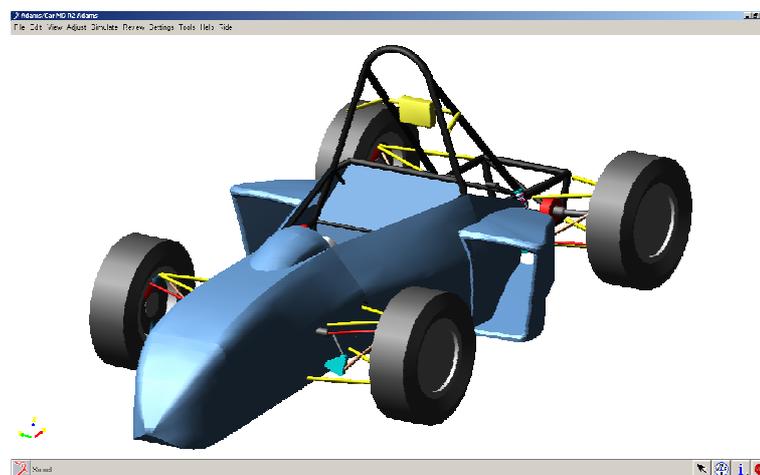


Figura 20: Modelo multicorpos Fórmula FEI RS3

para fazer seus cálculos. Tais cálculos são feitos utilizando propriedades que devem ser inseridas manualmente para cada peça.

Utilizando os modelos do CAD iniciou-se o modelamento do veículo completo em Adams/Car, a seqüência de desenvolvimento foi feita da seguinte forma:

- a) Análise dos modelos padrão (*templates*) de cada subsistema e correção das coordenadas dos pontos de articulação utilizados em cada um deles;
- b) Obtenção das massas, momentos de inércia e localização do CG de cada peça vindos do programa CAD e correção dos modelos padrão ou subsistemas;
- c) Levantamento experimental das curvas de força por velocidade dos amortecedores;
- d) Levantamento experimental das curvas das molas;
- e) Levantamento da curva de torque por rotação do motor;
- f) Inserção no modelo de dados como relação de caixa de direção, relações de transmissão, área frontal, coeficiente de arrasto aerodinâmico etc.;
- g) Verificação dos dados de pneu obtidos e análise dos parâmetros considerados;
- h) Considerou-se um piloto com 68 kg, valor solicitado pelo regulamento da competição Formula SAE;

O modelo desenvolvido no Adams/Car possui a seguinte configuração:

Conjunto do veículo completo:

- a) Subsistema de direção;
- b) Subsistema da suspensão dianteira;
- c) Subsistema dos pneus e rodas dianteiros;
- d) Subsistema da suspensão traseira;
- e) Subsistema dos pneus e rodas traseiros;
- f) Subsistema do chassi e carroceria;
- g) Subsistema do trem de força.

Também foi utilizado um conjunto para estudo cinemático da suspensão dianteira e sistema de direção conforme indicado abaixo:

Conjunto dianteiro:

- a) Subsistema de direção;
- b) Subsistema da suspensão dianteira;
- c) Subsistema dos pneus e rodas dianteiros.

5.2.1 Descrição dos subsistemas

5.2.1.1 Direção

O sistema de direção tem uma relação em graus de 3:1, sendo que o volante esterça no total 180 graus e conseqüentemente isto resulta em um ângulo de esterço nas rodas de 30° para cada lado. Este valor é obtido em um curso total de cremalheira de 60 mm.



Figura 21: Subsistema de direção

No subsistema de direção, figura 21, também foram adicionados os valores das inércias, massas e posições de centro de gravidade o volante, coluna de direção, rolamento, pinhão, cremalheira, caixa de direção, tirantes, juntas esféricas e parafusos.

5.2.1.2 Suspensão dianteira

A suspensão dianteira é do tipo duplo A com amortecedores acionados por um sistema de vareta e balancim, também conhecido como *push-rod*.

A manga de eixo foi modelada com a possibilidade de alguns ajustes, entre eles a troca do braço de direção. Com isso é possível substituir os braços de forma fácil e testar o veículo com diferentes geometrias de direção.

Além da geometria original do protótipo, foram criados mais três modelos de geometria de Ackermann diferentes. Estes modelos foram definidos utilizando a rotina criada em Matlab visando um menor erro de Ackermann para cada geometria. Posteriormente, cada uma dessas geometrias foi analisada no Adams/Car para verificar qual delas fornece um melhor comportamento dinâmico. Os modelos foram denominados da seguinte forma:

a) **Modelo 1:** conforme projeto original do protótipo, com caixa a frente do eixo e com a intersecção da projeção dos braços de direção entre o lado esquerdo e direito a aproximadamente 600 mm à frente do eixo traseiro, que representa 45% de Ackermann e um ângulo do braço de direção de 38°.

b) **Modelo 2:** a intersecção da projeção dos braços de direção entre o lado esquerdo e direito está para frente do eixo traseiro, o valor foi otimizado pelos cálculos feitos em Matlab para que fosse reduzido o erro de esterçamento entre as rodas mantendo os raios de giro de cada roda concêntricos. Esses cálculos resultaram em um ângulo do braço de direção de 28,5° e 65% de Ackermann. Este modelo deve mostrar uma tendência mais sobre-esterçante em curvas;

c) **Modelo 3:** a intersecção da projeção dos braços de direção entre o lado esquerdo e direito está sobre eixo traseiro, na posição estática com os pneus alinhados, ou seja, 100% de Ackermann. Este modelo deve apresentar um comportamento mais neutro em curvas;

d) **Modelo 4:** para ter-se uma idéia de como seria um modelo com a intersecção da projeção dos braços de direção entre o lado esquerdo e direito atrás do eixo traseiro, este ficou com 200% de Ackermann e deve apresentar uma tendência mais sub-esterçante em curvas.

Como primeira verificação feita ao gerar geometrias com diferentes ângulos de Ackermann, percebeu-se que cada modelo ficou com diferentes raios de giro. Na tabela 2 são

relacionados os valores dos raios de giro mínimo para cada modelo. Esta variação terá influência nos resultados obtidos:

Tabela 2 – Especificações técnicas

	Raio de giro
Modelo 1	5,180 m
Modelo 2	4,272 m
Modelo 3	5,041 m
Modelo 4	6,680 m

Na figura 22 pode-se ver a geometria da suspensão dianteira:

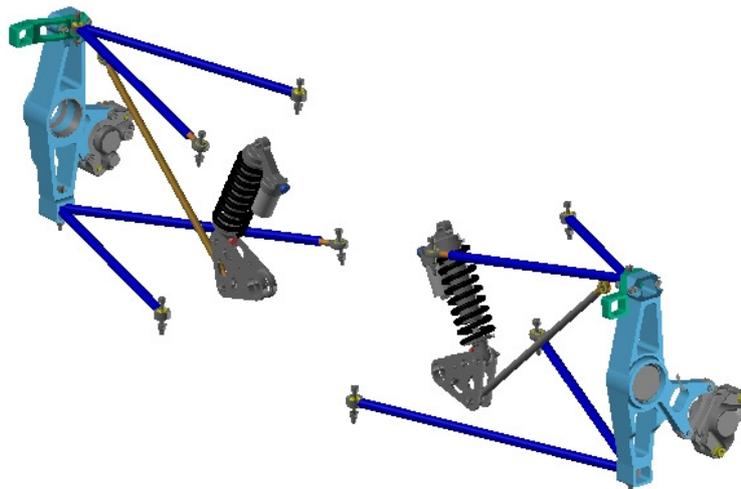


Figura 22: Subsistema da suspensão dianteira

As peças consideradas para inserção das propriedades no caso da suspensão dianteira foram: braço superior, braço inferior, manga de eixo, braço de direção, vareta de acionamento do amortecedor, balancim, amortecedor, mola, pinça de freio, juntas esféricas e parafusos.

A suspensão dianteira usa molas com 23 N/mm de constante de elástica, a curva utilizada pode ser vista na figura 23:

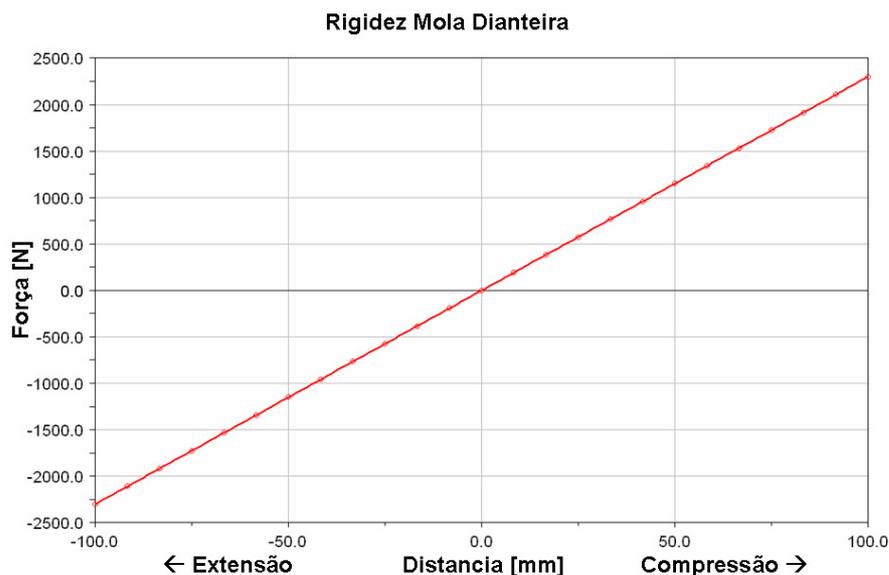


Figura 23: Curva da mola dianteira

O amortecedor utilizado é da marca FOX pressurizado, utilizado em bicicletas. Ele possui 15 regulagens para compressão e 15 regulagens para extensão. Foi realizado um levantamento de todas as curvas de compressão e extensão em um dinamômetro específico para amortecedores. Com isso obtiveram-se curvas de força por deslocamento e de força por velocidade para cada uma das regulagens podendo combinar todas elas e simular mais de 200 casos. No caso específico desta análise utiliza-se apenas uma combinação que gerou a curva mostrada na figura 24, e é a combinação utilizada no veículo durante os testes.

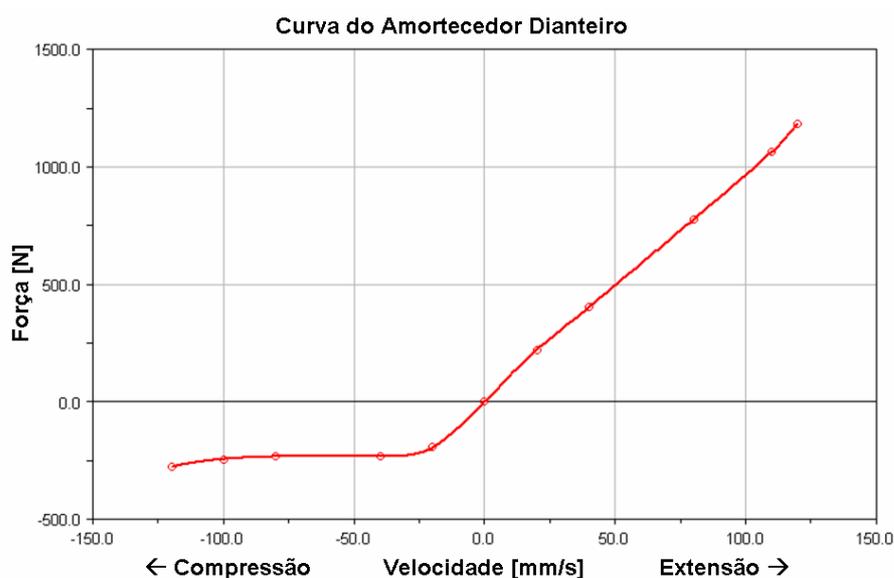


Figura 24: Curva do amortecedor dianteiro

5.2.1.3 Pneus e rodas dianteiros

O modelo em Adams/Car dos pneus, Hoosier 13" x 7.0" @ 12psi, foi obtido através da aquisição de um banco de dados específico para veículos Formula SAE, com levantamento feito em dinamômetro por uma empresa especializada, a *Stackpole Engineering Services Inc.* Portanto, o modelo usado tem exatamente as características do pneu do veículo. Este modelo foi recebido já no formato de arquivo utilizado pelo Adams/Car e utiliza como formulação o Pacejka 2002.

O único ajuste feito nas curvas do pneu foi em relação aos coeficientes de atrito longitudinal e lateral, pois durante a aquisição em dinamômetro usa-se um tipo de material que simula o asfalto, entretanto os valores resultantes podem ser diferentes dos valores da pista em que o veículo será testado, desta forma é recomendado pela *Stackpole* que sejam feitos destes dinâmicos com um protótipo e de acordo com valores aquisitados por acelerômetros longitudinais e laterais e sejam feitas correções dos valores dos coeficientes de atrito.

Chega-se então à conclusão que os fatores de correção deveriam ser 72% dos fatores originais das curvas.

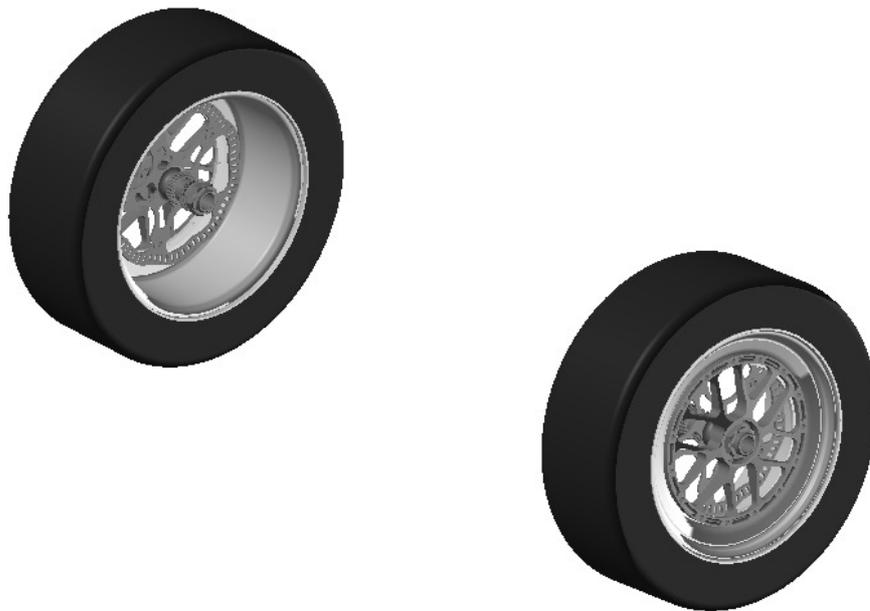


Figura 25: Subsistema dos pneus e rodas dianteiros

Ao inserir os dados das geometrias dos pneus foram consideradas as massas e inércias de todas as peças girantes acopladas à roda, portanto, a própria roda, pneu, disco de freio, cubo de roda, rolamentos e parafusos. O modelo representativo dos pneus e rodas dianteiros pode ser visto na figura 25.

5.2.1.4 Suspensão traseira

A suspensão traseira como na dianteira, é do tipo duplo A com amortecedores acionados por um sistema de vareta e balancim, porém com uma barra adicional de controle, como pode ser visto na figura 26.

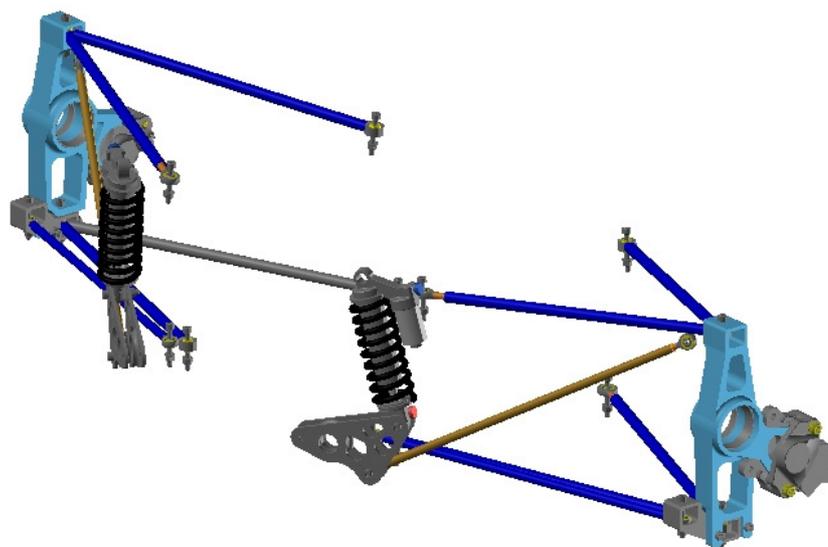


Figura 26: Subsistema da suspensão traseira

A suspensão traseira usa molas com 31 N/mm de constante de elasticidade, os amortecedores são iguais aos dianteiros, entretanto a regulagem é diferente, as curvas de mola e amortecedor traseiros podem ser vistas nas figuras 27 e 28, respectivamente.

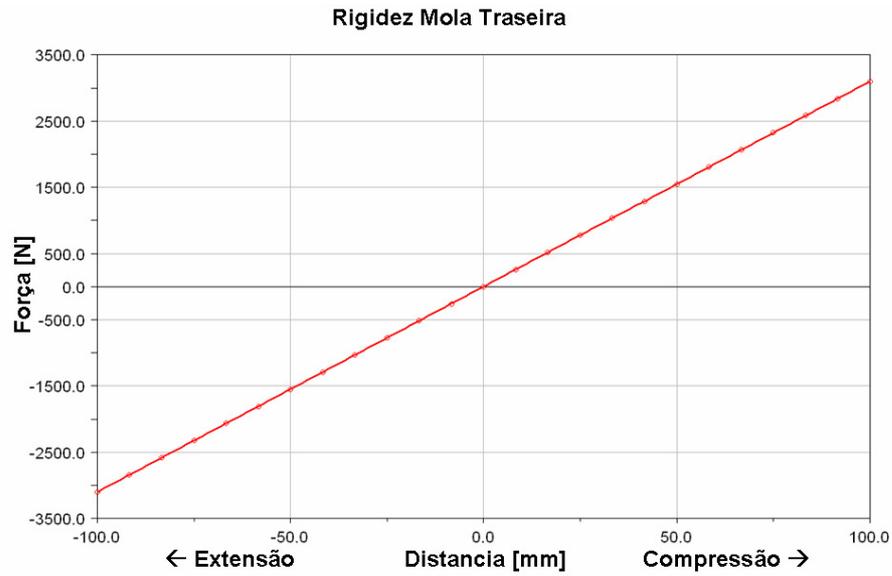


Figura 27: Curva da mola traseira

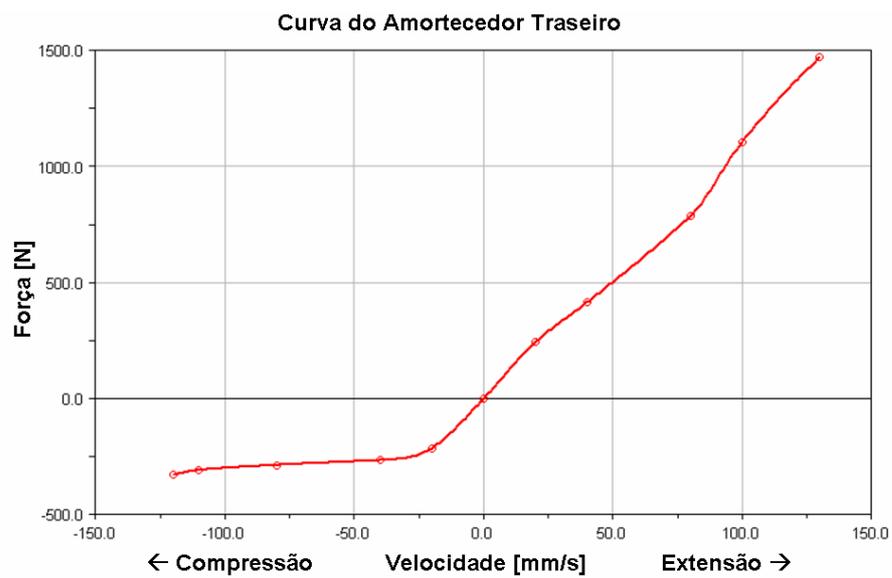


Figura 28: Curva do amortecedor traseiro

5.2.1.5 Pneus traseiros

Os pneus traseiros têm as mesmas dimensões e características dos pneus dianteiros.

5.2.1.6 Chassi e carroceria

O modelamento do subsistema da carroceria foi feito considerando as massas, posição de CG e momentos de inércia de itens como chassi, bateria, radiador, piloto, pedaleira e a carroceria, Na figura 29 pode-se ver tais itens considerados.

Este subsistema também possui parâmetros como área frontal e coeficiente de arrasto aerodinâmico.

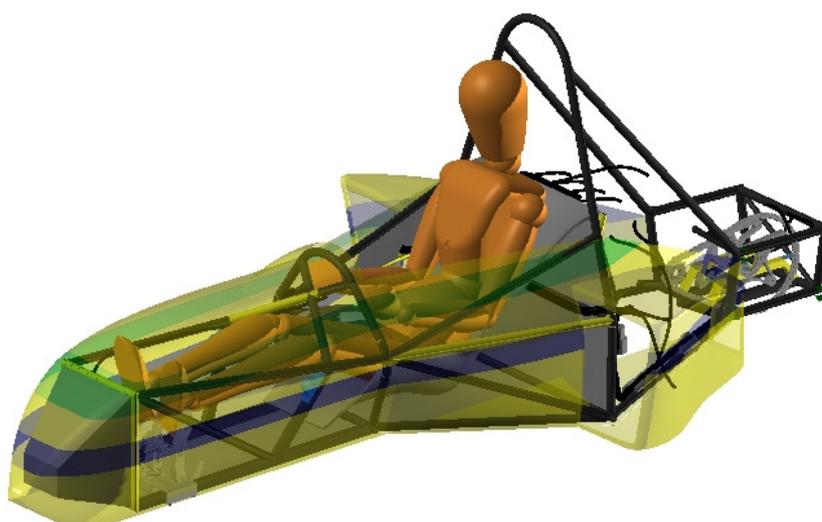


Figura 29: Subsistema da carroceria - Fórmula FEI

5.2.1.7 Trem de força

O motor utilizado no protótipo tem 600 cilindradas, original da Honda CBR 600 RR, como se usa um restritor de ar, a potência máxima do motor medida em dinamômetro de rolo é de 56,6 kW @ 12650 rpm.

Como a curva foi aquisitada em um dinamômetro de rolo, pode-se ter um desvio por causa das perdas que são estimadas.

O Adams/Car utiliza curvas parciais interpoladas entre pelo menos duas curvas pré-definidas no caso de análises que utilizem variação da posição de borboleta, como tinha-se apenas a curva de torque máximo (100% de borboleta) estimou-se uma curva a 10%, como pode ser visto na figura 30.

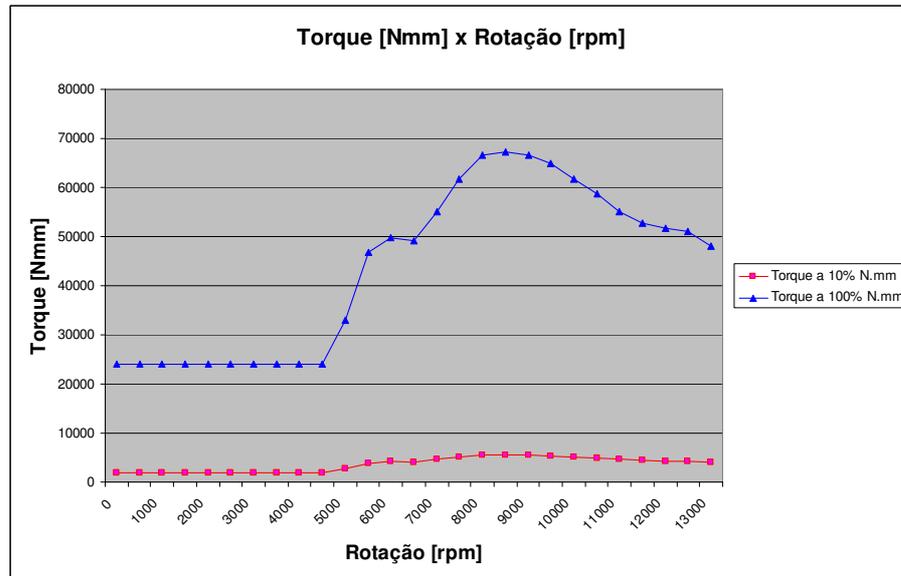


Figura 30: Curva Torque X Rotação - Fórmula FEI RS3

Como o modelo do trem de força é complexo e não o tem-se totalmente detalhado, o peso foi medido e a posição do CG foi estimada experimentalmente, entretanto, o momento de inércia do conjunto foi estimado em CAD a partir de um modelo simplificado. Além do motor e da transmissão originais da moto foram considerados no modelamento o coletor de admissão completo com corpo de borboleta, coletor de escape, escapamento, semi-eixos, coroa pinhão, corrente e homocinéticas. O modelo com o nível de detalhamento modelado pode ser visto na figura 31, a seguir:

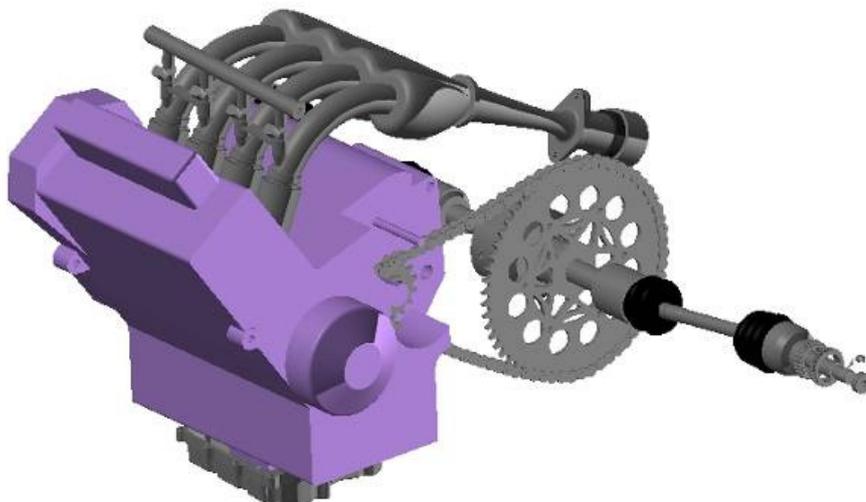


Figura 31: Subsistema do trem de força - Fórmula FEI

As relações de transmissão utilizadas são originais da moto Honda, entretanto a sexta marcha foi removida. Tais relações podem ser vistas na tabela 3.

Tabela 3: Relações de transmissão

Relações de transmissão	
Relação primária	2,111
1 ^a Marcha	2,666
2 ^a Marcha	1,937
3 ^a Marcha	1,611
4 ^a Marcha	1,409
5 ^a Marcha	1,260
Relação final	3,750

5.2.1.8 Freios

Os freios no Adams/Car não são dinâmicos, ou seja, não existem mecanismos atuando para ocasionar frenagem. A frenagem é feita matematicamente aplicando um torque de frenagem que é calculado utilizando os parâmetros que podem ser vistos na tabela 4.

Tabela 4: Parâmetros do freio – Adams/Car

Descrição	Parâmetro	Valor
Razão de frenagem dianteira	Pvs_front_brake_bias	0.6
Coefficiente de atrito dianteiro	Pvs_front_brake_mu	0.4
Raio efetivo de aplicação do pistão dianteiro [mm]	Pvs_front_effective_piston_radius	117.0
Área do pistão dianteiro [mm ²]	Pvs_front_piston_area	635.0
Offset da roda dianteira [mm]	Pvs_front_rotor_hub_wheel_offset	13.2
Largura do cubo da roda dianteira [mm]	Pvs_front_rotor_hub_width	32.0
Espessura do disco dianteiro (referenciada pela face interna do cubo) [mm]	Pvs_front_rotor_width	-4.0
Porcentagem máxima de frenagem permitida [%]	Pvs_max_brake_value	100.0
Coefficiente de atrito traseiro	Pvs_rear_brake_mu	0.4
Raio efetivo de aplicação do pistão traseiro [mm]	Pvs_rear_effective_piston_radius	117.0
Área do pistão traseiro [mm ²]	Pvs_rear_piston_area	635.0
Offset da roda traseira [mm]	Pvs_rear_rotor_hub_wheel_offset	13.2
Largura do cubo da roda traseira [mm]	Pvs_rear_rotor_hub_width	32.0
Espessura do disco traseiro (referenciada pela face interna do cubo)	Pvs_rear_rotor_width	-4.0

5.3 Construção do protótipo

Paralelamente à criação do modelo em Adams/Car e do próprio modelo em CAD é possível iniciar a construção do protótipo. No caso deste desenvolvimento já tinha-se o protótipo construído sendo que apenas algumas modificações estavam sendo feitas para otimização de projeto e para redução de massa das peças, visto que este protótipo é usado em uma competição anual entre universidades. Uma foto deste protótipo pode ser vista na figura 32, a seguir:



Figura 32: Protótipo Fórmula FEI RS3

5.3.1 Especificações técnicas

Na tabela 5 podem ser vistos alguns dados técnicos do protótipo RS3, valores como comprimento, largura, altura, bitolas e entre-eixos foram definidos como premissas de projeto, sendo que alguns deles têm valores mínimos dados como pré-requisitos do regulamento da competição. O peso mostrado foi ajustado no modelo de acordo com o peso real do protótipo com piloto.

A altura do centro de gravidade foi verificada usando-se uma mesa para inclinar o veículo e pesá-lo, pode-se assim, calcular a altura do centro de gravidade real do protótipo, o resultado mostrou uma diferença menor que 2%.

A área frontal foi obtida no programa CAD e o coeficiente aerodinâmico foi obtido a partir de uma simulação feita em um programa de CFD (*Computer Fluid Dynamics*)

Tabela 5 – Especificações técnicas

Especificações técnicas	
Comprimento	2,820 m
Largura	1,442 m
Altura	1,120 m
Bitola dianteira	1,270 m
Bitola traseira	1,221 m
Entre-eixos	1,600 m
Peso total considerando piloto	2884 N
Altura do centro de gravidade	0,309 m
Distribuição de peso	49% dianteiro e 51% traseiro
Coefficiente aerodinâmico	0,72
Área frontal	0,9 m ²

5.4 Análises estáticas

5.4.1 Análise da geometria de direção

Foram gerados alguns gráficos da geometria de direção para mostrar a similaridade entre modelos e verificar se as diferenças encontradas nos resultados foram influenciadas principalmente pela variação do ângulo de Ackermann.

A análise do esterçamento das rodas pode ser feito a partir de um ângulo determinado ou pelo deslocamento linear na caixa de direção ao ponto que um deslocamento vertical é aplicado na roda simulando o trabalho da suspensão.

Esta combinação gera alguns gráficos usados para analisarmos o comportamento do sistema de direção.

Para esta análise no Adams/Car, foi utilizado o conjunto dianteiro, descrito anteriormente.

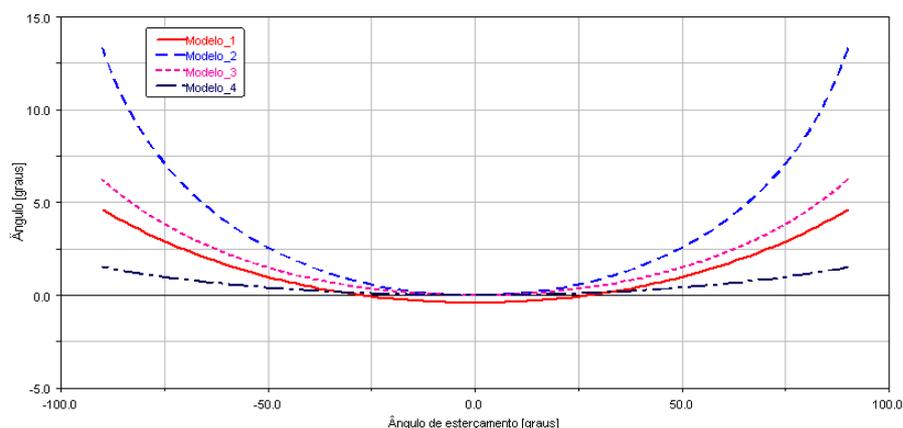


Figura 33: Esterçamento: Ackermann

O valor do Ackermann, figura 33, é a diferença entre o ângulo das rodas esquerda e direita para cada geometria testada, esta diferença é conseqüência das diferentes porcentagens de Ackermann definidas anteriormente e são responsáveis por todas as variações de comportamento dinâmico que serão mostrados a seguir.

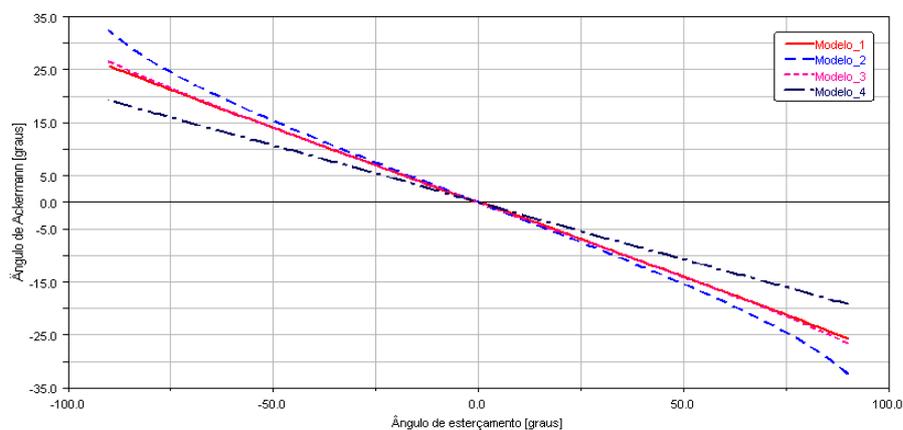


Figura 34: Esterçamento: Ângulo Ackermann

O ângulo de Ackermann, figura 34, é o ângulo de esterço na roda e neste caso é mostrado em função do ângulo de esterçamento do volante, as curvas correspondem apenas ao esterçamento da roda esquerda. Considerando o **Modelo 1** como referência, pode-se notar que o **Modelo 3** possui um comportamento de esterçamento similar a ele, o **Modelo 2** tem um esterçamento maior e o **Modelo 4** tem o esterçamento menor que o **Modelo 1**.

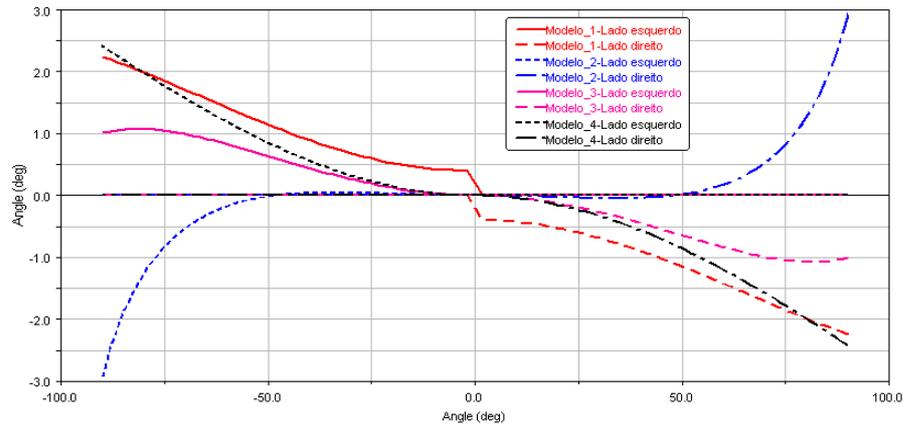


Figura 35: Esterçamento: Erro do Ackermann

O erro do Ackermann, figura 35, representa a diferença entre o ângulo da geometria atual e o ângulo ideal determinado pelo Adams/Car, que pode ser visto na figura 36. Este erro foi minimizado para cada geometria adotada utilizando-se a rotina criada em Matlab.

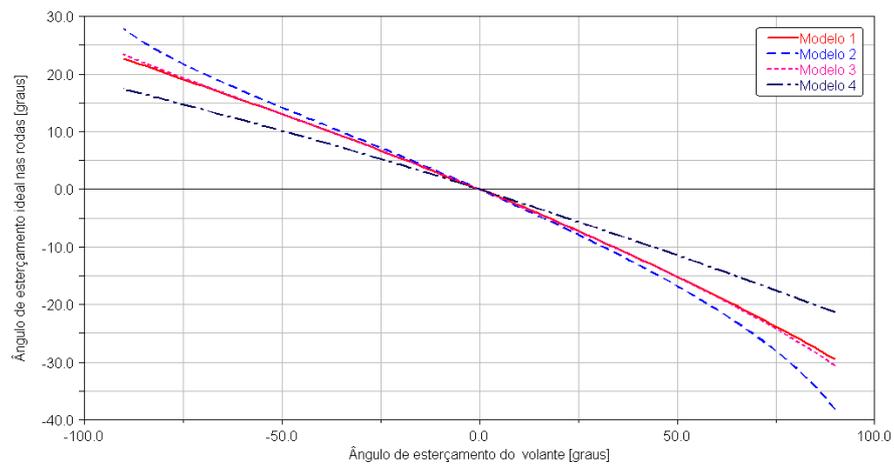


Figura 36: Esterçamento: Ângulo de esterçamento ideal nas rodas

A partir de uma análise de esterçamento podem-se obter gráficos da razão de rigidez das rodas e de esterçamento por rolagem, como pode ser visto nas figuras 37 e 38, respectivamente.

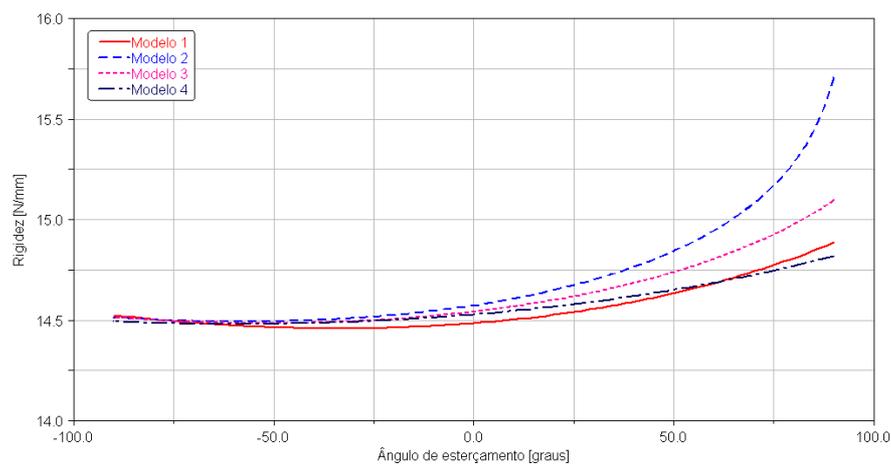


Figura 37: Esterçamento: Razão de rigidez das rodas

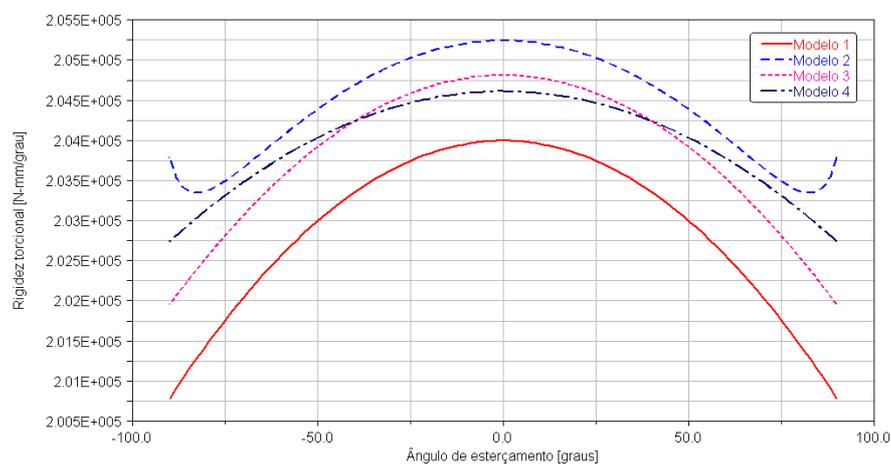


Figura 38: Esterçamento: Esterçamento por rolagem

5.4.2 Análise da geometria de suspensão

A análise do deslocamento da roda no trabalho de suspensão é fundamental para entender-se o comportamento dinâmico que a suspensão irá apresentar. Neste caso, também pode estar incorporado no modelo em estudo, o subsistema de direção.

Apesar de existirem outros modelos prontos de análises de suspensão do Adams/Car optou-se por usar apenas o Curso Paralelo de Roda que mostra de forma clara o comportamento de um conjunto de suspensão.

Com relação ao estudo da geometria de suspensão fizeram-se apenas análises do ganho de cambagem (figura 39) e de convergência/divergência (figura 40) pelo curso da suspensão, pois são os fatores que poderiam influenciar no resultado das análises dinâmicas.

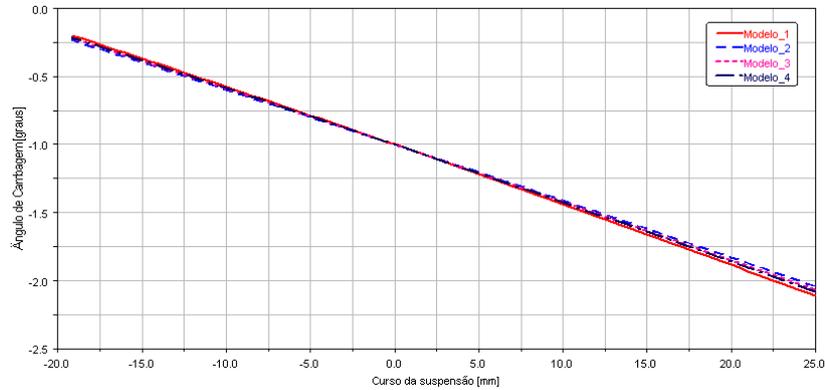


Figura 39: Curso paralelo: Câmber

A variação da cambagem durante o curso vertical não sofreu influência pela variação do Ackermann, conseqüentemente as forças geradas pelo pneu serão equivalentes e apenas terão variação durante o esterço.

O comparativo de *bump-steer* (esterçamento devido ao trabalho da suspensão) dianteiro nas três versões de Ackermann escolhidas mostra que as geometrias têm um comportamento que pode ser afetado pelas diferentes geometrias. Entretanto neste caso, por não haver ondulação na pista de testes e os testes dinâmicos consideram a rolagem entende-se que estas diferenças afetam pouco o comportamento dinâmico do veículo da forma analisada.

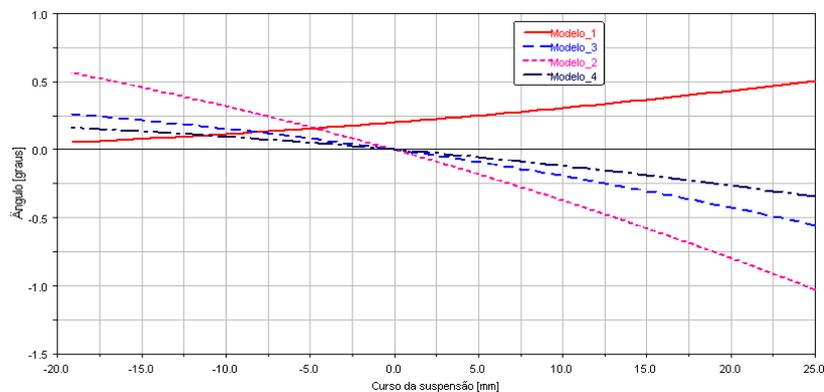


Figura 40: Curso paralelo: Convergência e divergência

No caso da geometria inicial, **Modelo 1**, é visualizado um comportamento um pouco diferente, pois a caixa de direção, neste caso, está para frente do eixo dianteiro, como pode ser visto a seguir.

5.5 Análises Dinâmicas

5.5.1 *Fish hook*

O *fish hook* é uma manobra que tem sua trajetória em forma de gancho e tem como objetivo analisar a resistência ao capotamento do veículo. Esta manobra é feita em duas partes:

A primeira parte consiste em manter o maior esterço possível em uma direção até que a razão de rolagem seja zero. Após isso é feita a segunda parte da manobra na qual é feito um rápido esterço na direção contrária, mantendo por pelo menos mais três segundos.

Este procedimento deve ser feito até que seja atingido o máximo de aceleração lateral, caso as rodas internas percam contato com o solo, não deve ser ultrapassado o limite de 50 mm de distância com o solo para que o teste seja considerado válido.

A velocidade inicial ideal utilizada deve estar entre 30 km/h e 70 km/h e a manobra é feita sem nenhum tipo de aceleração dada pelo motor, começando com a velocidade inicial estabelecida e desacelerando sem ação de freio motor ou freios.

O teste iniciou a 40 km/h, pois acima disso ocorria um alto escorregamento de pneu. Levou-se 1 segundo para ir de 0 a 90° do ângulo do volante para esquerda, manteve-se 1 segundo nesta posição, mais 1 segundo para girar 180° para direita, ou seja, 90° para voltar para posição inicial e mais 90° para o esterçamento total para direita e finalmente manteve-se 1 segundo nesta posição. Não se manteve mais tempo, pois a velocidade final já era baixa não impactando nos resultados obtidos.

Pode-se ver na figura 41 a curva de entrada dos ângulos do volante em função do tempo da simulação. Para os quatro modelos foram utilizados exatamente os mesmos dados de entrada.

5.5.1.1 *Fish hook* - Ângulo de volante

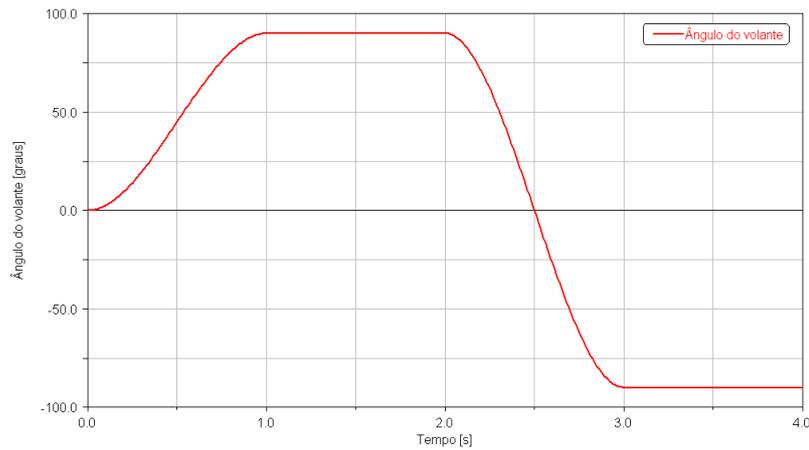


Figura 41: *Fish hook*: Esterçamento

5.5.1.2 *Fish hook* - Velocidade

Como resultado obteve-se as curvas de velocidade em função do tempo que podem ser vistas na figura 42.

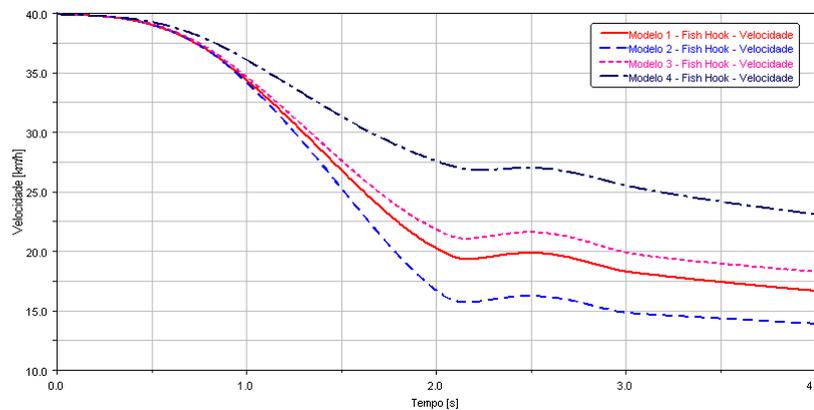


Figura 42: *Fish hook*: Velocidade

O **Modelo 4** manteve maior velocidade durante todo o percurso. E atingiu uma aceleração lateral maior no último trecho demonstrando ter maior estabilidade, como pode ser visto a seguir na figura 43.

5.5.1.3 *Fish hook* - Aceleração lateral

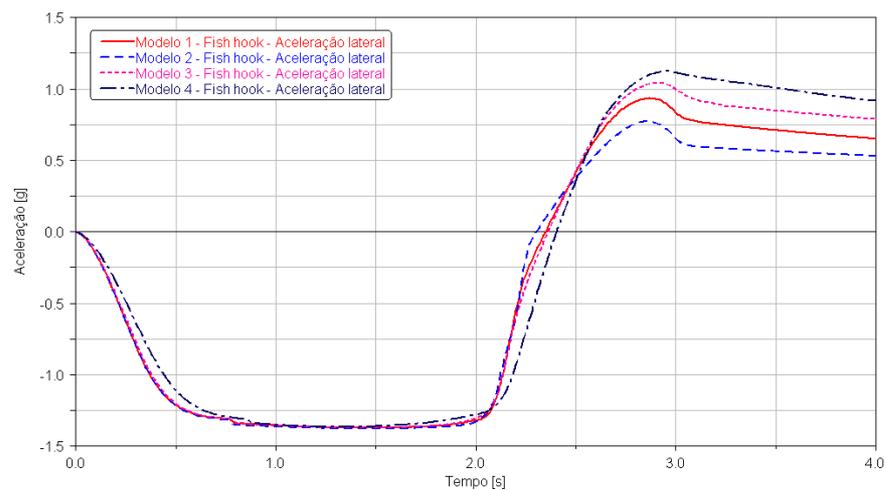


Figura 43: *Fish hook*: Aceleração Lateral

5.5.1.4 *Fish hook* - Aceleração longitudinal

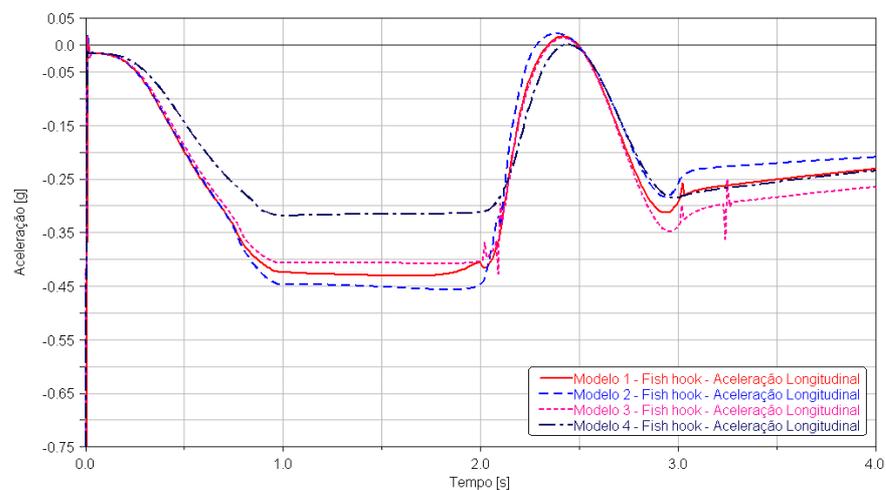


Figura 44: *Fish hook*: Aceleração Longitudinal

A aceleração longitudinal, figura 44, no caso do Fish hook mostra a desaceleração do veículo, portanto valores menores são ideais para se perder menos velocidade. Como era de se esperar o **Modelo 4** teve um melhor resultado.

5.5.1.5 Fish hook - Escorregamento lateral

Pode-se perceber analisando a figura 45, que o menor escorregamento lateral do **Modelo 4** em relação aos outros modelos foi um fator fundamental para manter a velocidade mais alta e ter uma baixa desaceleração.

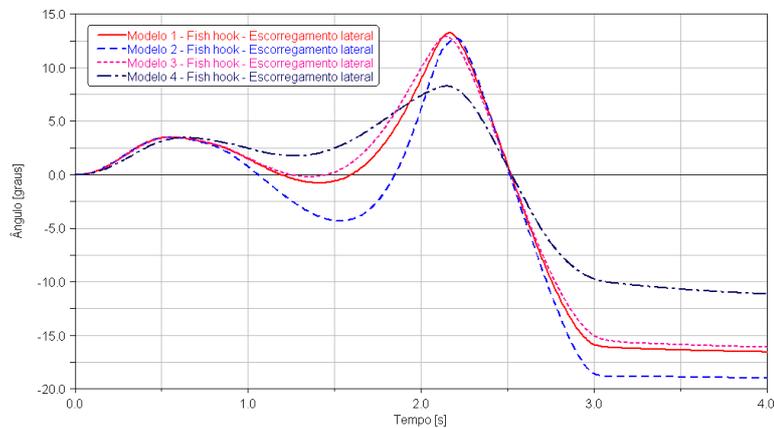


Figura 45: Fish hook: Escorregamento lateral

5.5.1.6 Fish hook - Ângulo de rolagem

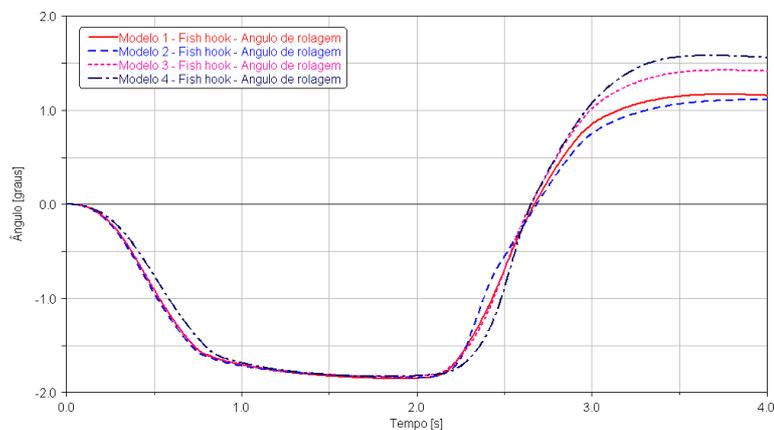


Figura 46: Fish hook: Ângulo de Rolagem

O **Modelo 4** teve um maior ângulo de rolagem em consequência da maior aceleração lateral atingida no trecho final do teste, como pode ser visto na figura 46.

5.5.1.7 *Fish hook* - Aceleração lateral X Ângulo de volante

O gráfico da aceleração lateral pelo ângulo de volante, figura 47, é importante para entender a resposta obtida em função da entrada dada.

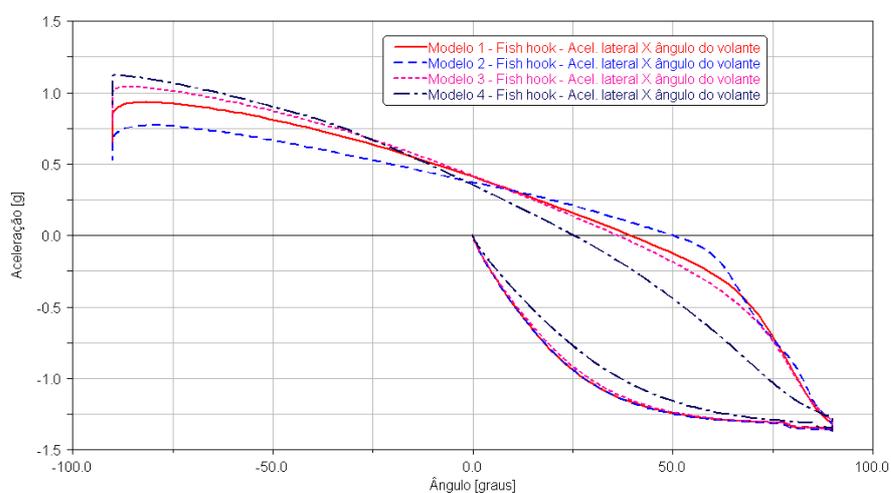


Figura 47: *Fish hook*: Aceleração lateral X Ângulo de volante

5.5.1.8 *Fish hook* - Aceleração lateral X Velocidade

Velocidades maiores em curva com maiores acelerações laterais indicam veículos com maior desempenho, como pode ser visto na figura 48, pode-se ver que o **Modelo 4** teve resultado melhor, seguido do **Modelo 3**.

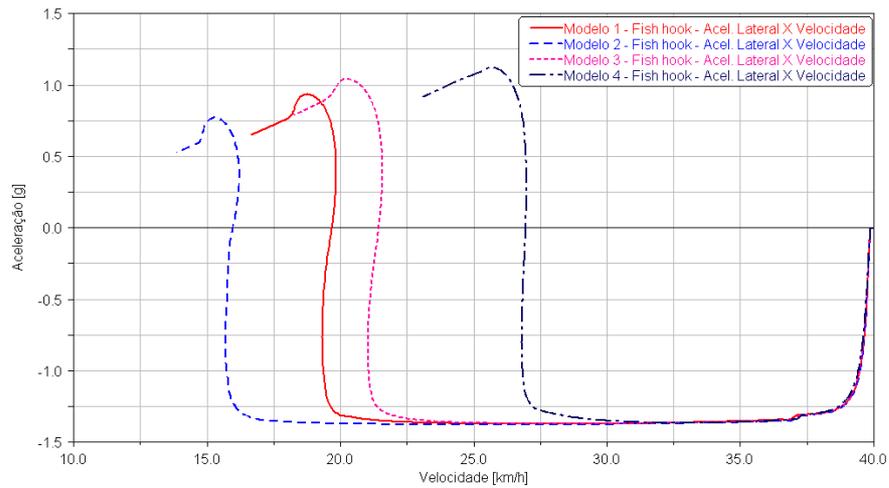


Figura 48: *Fish hook*: Aceleração lateral X Velocidade

5.5.1.9 *Fish hook* - Esterçamento por rolagem

A relação entre quanto se esterça o volante e quanto o veículo rola pode ser visto na figura 49.

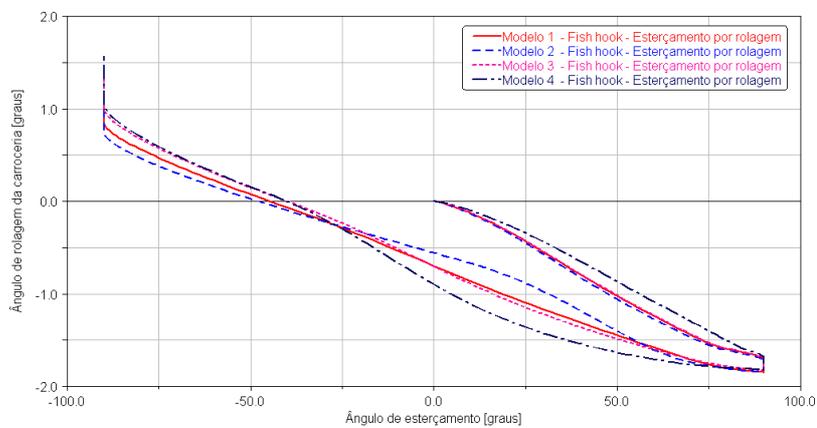


Figura 49: *Fish hook*: Esterçamento por rolagem

5.5.2 *Single lane change* (mudança de faixa)

O *Single lane change* é uma manobra feita para se observar o comportamento do veículo em uma troca de pista feita rapidamente, este é um caso comum onde se pode perder o controle do veículo, rodando na pista ou até mesmo capotando.

A análise foi feita com velocidade inicial de 70 km/h com esterço máximo de 90° de esterço de volante iniciando o ciclo após 1 segundo.

5.5.2.1 Single lane change - Velocidade

Na simulação do *single lane change* o **Modelo 2** obteve melhor resultado que o modelo1, diferente do que havia ocorrido no *fish hook*, já o **Modelo 4** nesta simulação também teve o melhor resultado.

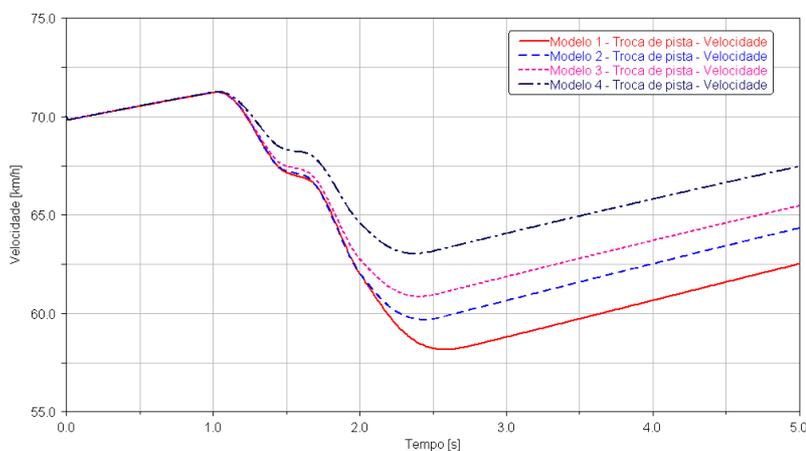


Figura 50: Single lane Change: Velocidade

5.5.2.2 Single lane change - Aceleração lateral

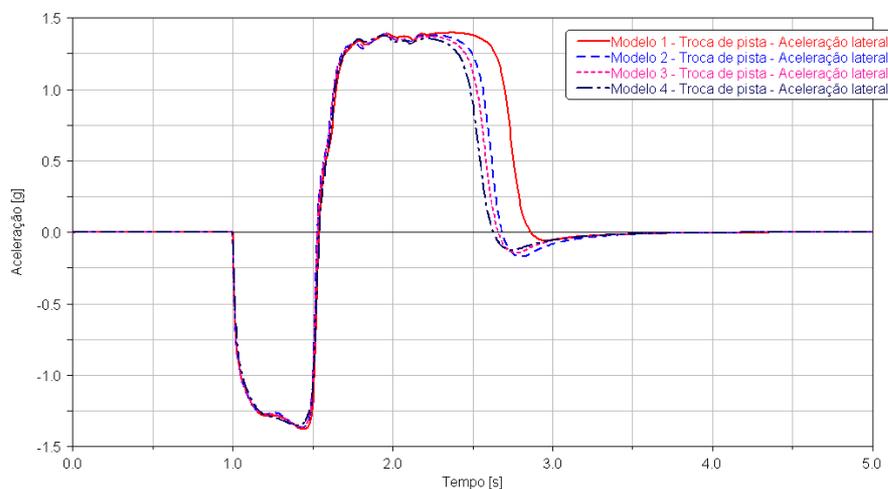


Figura 51: *Single lane Change*: Aceleração Lateral

Observa-se que na análise *Single lane change*, como aconteceu no *Fish hook* o **Modelo 4** conseguiu manter uma velocidade maior no final do percurso e ainda obteve alguns picos de aceleração lateral maiores que os outros modelos.

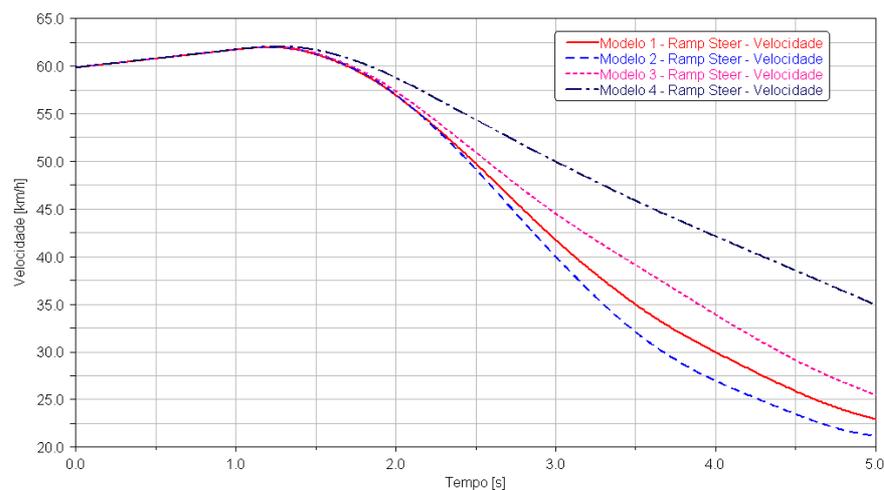
5.5.3 *Ramp Steer* (Entrada rampa de esterço)

Consiste em fazer um incremento contínuo de esterço com uma razão pré-definida, começando de 0 grau até a aceleração lateral máxima suportada, sendo que esta deve ser no mínimo 0,5g.

A análise iniciou a 60 km/h em 3ª marcha com valor máximo de ângulo de esterço de volante de 90° iniciando após 1 segundo e com tempo total da análise de 5 segundos.

5.5.3.1 *Ramp Steer* - Velocidade

O **Modelo 4**, na simulação de *ramp steer*, mais uma vez obteve melhor resultado. Pois pode-se perceber na figura 52 que manteve uma maior velocidade durante o percurso.

Figura 52: *Ramp Steer*: Velocidade

5.5.3.2 Ramp Steer - Aceleração lateral

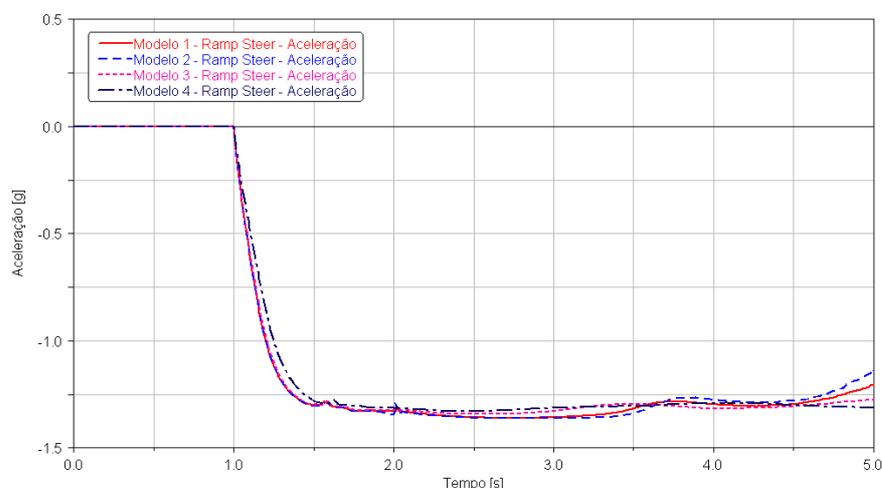


Figura 53: Ramp Steer: Aceleração Lateral

Mais uma vez a simulação mostrou uma maior velocidade durante o percurso para o **Modelo 4**, mas neste caso a aceleração lateral foi maior apenas no final da simulação, como pode-se perceber analisando a figura 53.

5.5.4 Skidpad (Simulação de curva com raio constante)

Esta simulação tem como objetivo analisar o aumento da aceleração lateral do veículo ao passo que a velocidade aumenta, mas mantendo o raio da curva. Nesta análise também é possível determinar se o carro tem comportamento sub ou sobre-esterçante.

O raio da curva foi fixado em 10 metros, para que se pudesse reproduzir os testes do Adams/Car na pista de testes.

Para não haver influência de transferências de carga bruscas a aceleração lateral deve aumentar em uma razão que não seja superior a $0.2\text{m/s}^2/\text{s}$.

Os modelos não estavam gerando respostas precisas para a simulação de *Skidpad*, mostrando alguma perturbação nas curvas de aceleração lateral e nas curvas dos ângulos de escorregamento lateral, mesmo assim os resultados foram publicados, pois é possível comparar e tirar uma resposta conclusiva em relação à tendência que cada curva possui.

A análise iniciou a 25 km/h aumentando até 50 km/h em 20 segundos com raio de giro de 10 metros.

5.5.4.1 *Skidpad* - Aceleração lateral

Na simulação de *Skidpad* os modelos tiveram comportamento semelhante enquanto o esterçamento aumentava para compensar o escorregamento, após 12 s o esterço total foi atingido e apenas após este ponto pode-se observar na figura 54 uma diferença considerável entre os modelos.

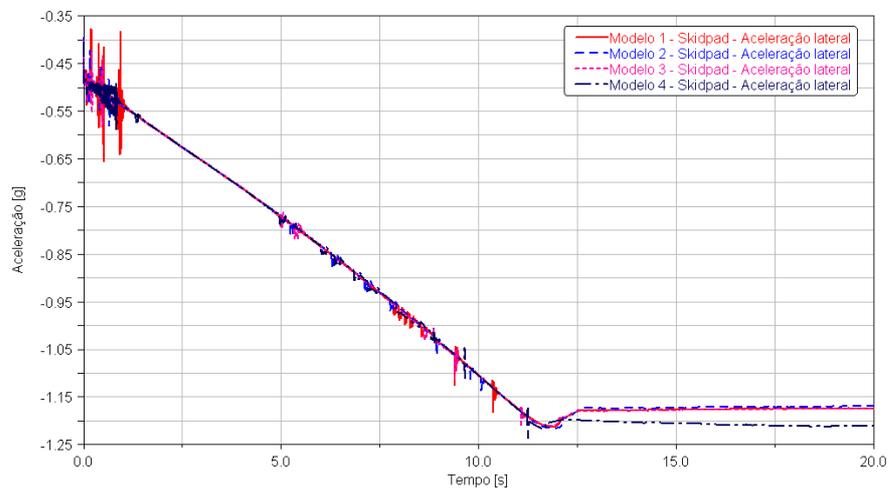


Figura 54: *Skidpad*: Aceleração Lateral

5.5.4.2 *Skidpad* - Ângulo de rolagem da carroceria

Apesar de valores similares para aceleração lateral notou-se uma pequena diferença no ângulo de rolagem da carroceria, como pode-se verificar na figura 55.

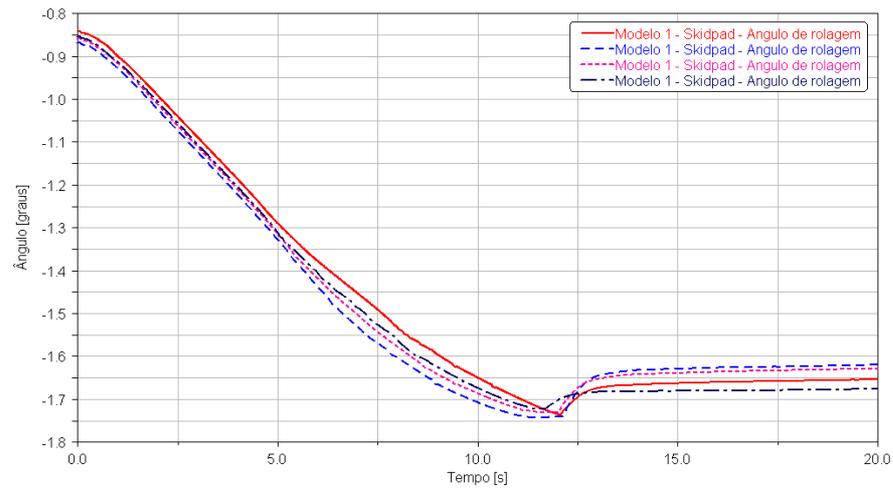


Figura 55: *Skidpad*: Ângulo de rolagem da carroceria

5.5.4.3 *Skidpad* - Ângulo de escorregamento lateral

Mais uma vez não se notou diferenças consideráveis entre os modelos na análise do ângulo de escorregamento lateral enquanto o esterçamento aumentava progressivamente, notou-se uma diferença apenas após o limite de esterçamento ter sido atingido, conforme figura 56.

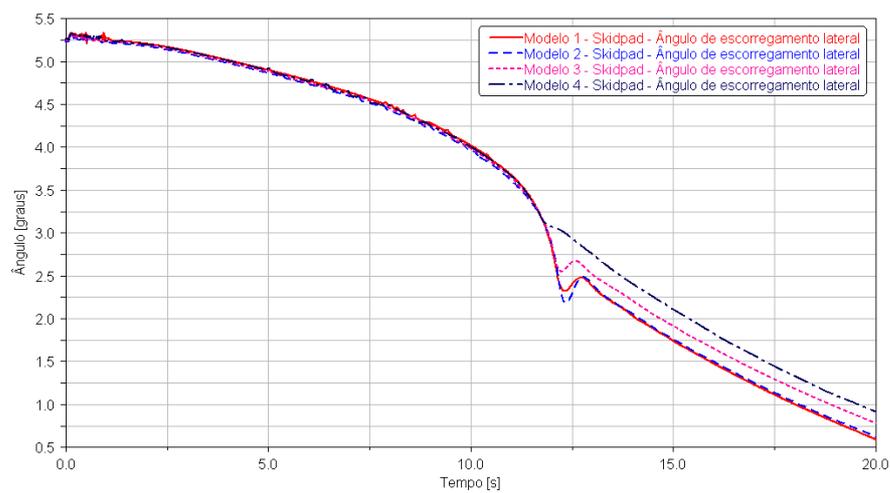
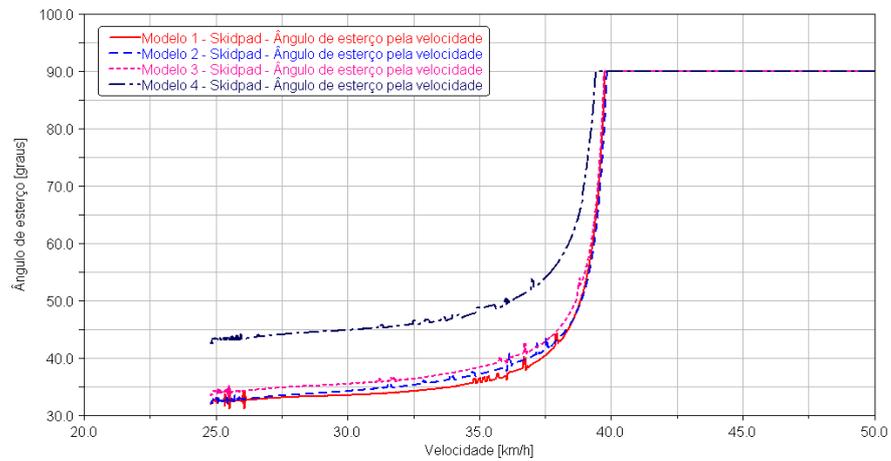


Figura 56: *Skidpad*: Ângulo de escorregamento lateral

5.5.4.4 *Skidpad* - Ângulo de esterço pela velocidadeFigura 57: *Skidpad*: Ângulo de esterço pela velocidade

A análise de *Skidpad* não mostrou resultados que fossem conclusivos para indicar um melhor modelo, entretanto desta análise pode-se traçar as curvas de esterço por velocidade, como na figura 57, que indicam que todos os modelos são sub-esterçantes, apesar das grandes diferenças da porcentagem do Ackermann entre os quatro modelos.

6 AQUISIÇÃO DOS DADOS

6.1 Instrumentação do protótipo

O protótipo foi instrumentado com um *EVO3 Pro* da *AIM Sportline*. Este equipamento é composto de uma base de aquisição, programa *Race Studio 2* para análise dos dados aquisitados e de diversos sensores que foram adquiridos separadamente. Os sensores utilizados são listados com suas especificações no Anexo A. A seguir podemos ver na figura 58 o software fornecido pela AIM para fazer o coleta e análise dos resultados aquisitados. Em seguida tem-se, na figura 59 algumas fotos do equipamento e uma vista esquemática do equipamento e de seus sensores.

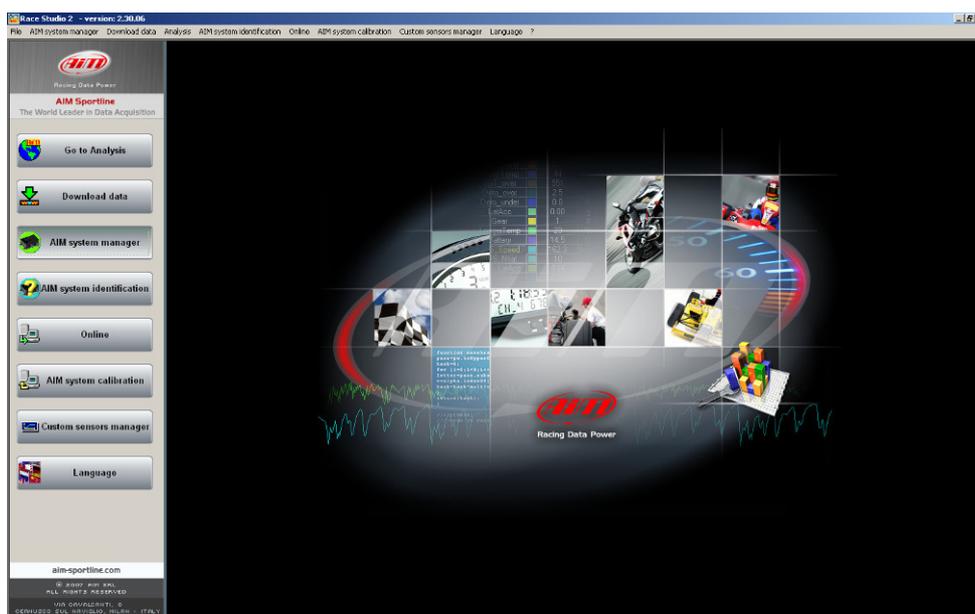


Figura 58: Programa *Race Studio 2*

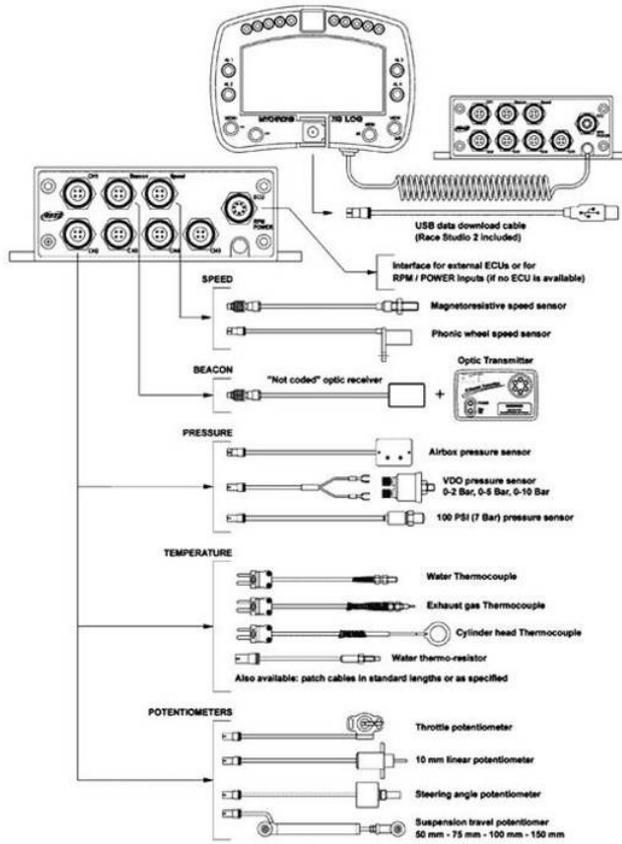


Figura 59: Vista esquemática do equipamento

7 TESTES DINÂMICOS COM PROTÓTIPO

Fez-se a preparação do protótipo para uma bateria de testes para serem utilizados para validação do modelo. Utilizaram-se os parâmetros estipulados em projeto como convergência, cambagem, pressão de pneu de acordo com a curva disponível entre outros.



Figura 60: RS3 – preparação do protótipo



Figura 61: RS3 – teste de aceleração



Figura 62: RS3 – *Fish hook*

Com o modelo devidamente instrumentado obteve-se os seguintes resultados para o teste de *fish hook* que foi utilizado como comparativo para validação.

7.1 Aceleração lateral

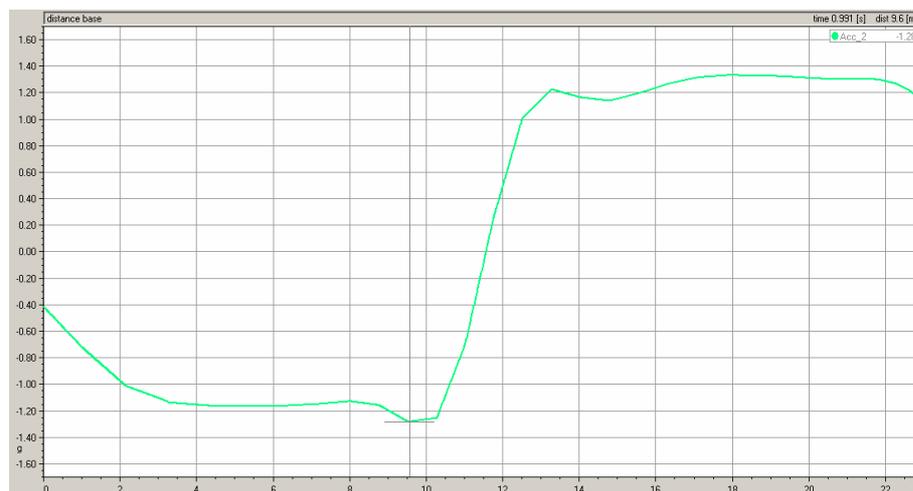


Figura 63: RS3 – Aceleração lateral

Durante o teste de *fish hook* chegou-se a uma aceleração lateral máxima de 1.28 g.

7.2 Velocidade longitudinal



Figura 64: RS3 – Velocidade longitudinal

A curva de velocidade pelo tempo de aquisição pode ser vista na figura 64 e demonstra a forma com que o veículo vai perdendo velocidade em função das manobras são executadas.

7.3 Distância percorrida

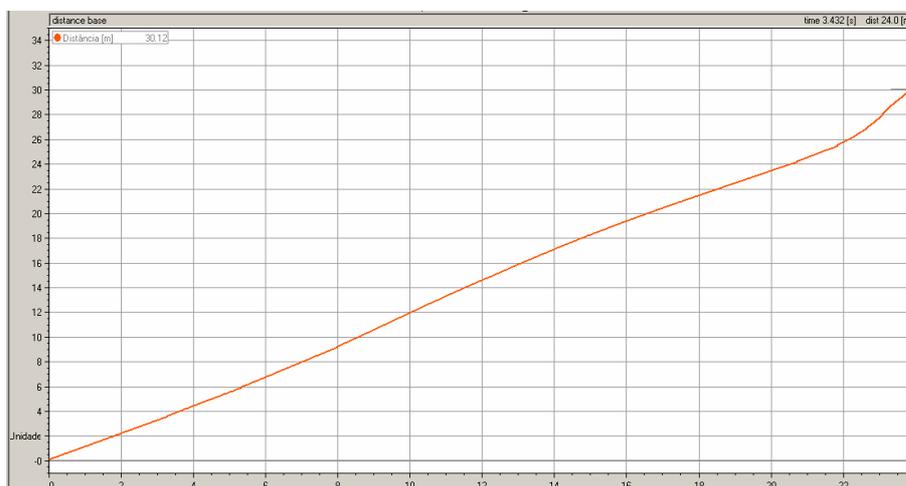


Figura 65: RS3 – Distância percorrida

O gráfico de distância percorrida no caso do *fish hook* é importante, pois se consegue analisar se o veículo atingiu um rolamento maior em relação aos outros modelos.

7.4 Realimentação de dados

Para comparar os valores entre simulação e teste é necessário que os dados sejam os mesmos ou os mais próximos possíveis. Os testes padrão que o Adams/Car simula possuem dados de entrada matemáticos, ou seja, é impossível para um piloto reproduzir tais testes. Montadoras chegam a usar equipamentos que controlam o veículo para ter o controle da manobra. Criou-se um processo simples que para efeito comparativo é suficiente para validar-se o modelo criado.

Anteriormente aos testes com o protótipo, já havia sido feito uma simulação preliminar no Adams/Car para entender o comportamento do veículo e seus limites. O resultado pode ser visto na figura 66 que mostra uma simulação de *fish hook*.

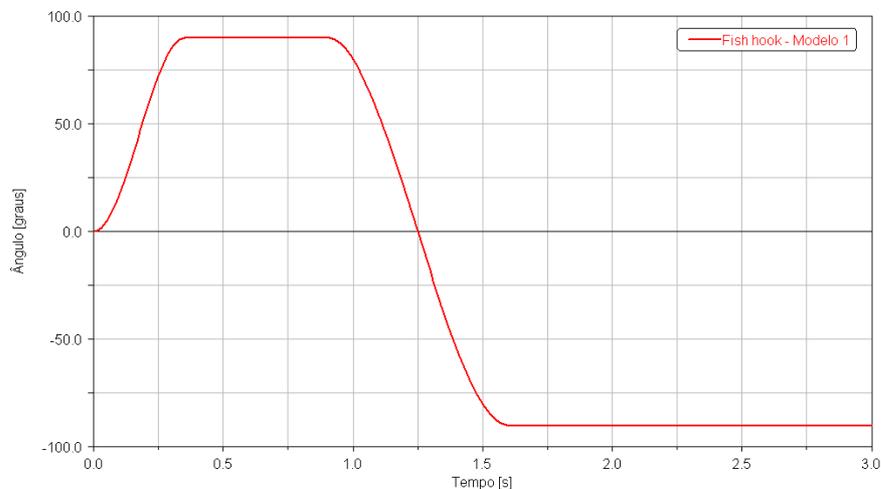


Figura 66: Simulação preliminar de um *fish hook*

Esta simulação foi feita com um esterçamento de 90° de volante para esquerda em 1 segundo, manteve-se o volante esterçado por 1 segundo, um esterçamento de 180° para direita, também e um segundo mantendo nesta posição até fechar o ciclo de análise em 4 segundos totais, com velocidade inicial de 40 km/h.

Como já se poderia prever, nenhum piloto conseguiria ter tal precisão e controle para reproduzir uma manobra como esta.

Durante as aquisições feitas, obteve-se a curva para o ângulo de volante no *fish hook*, conforme mostrado na figura 67.

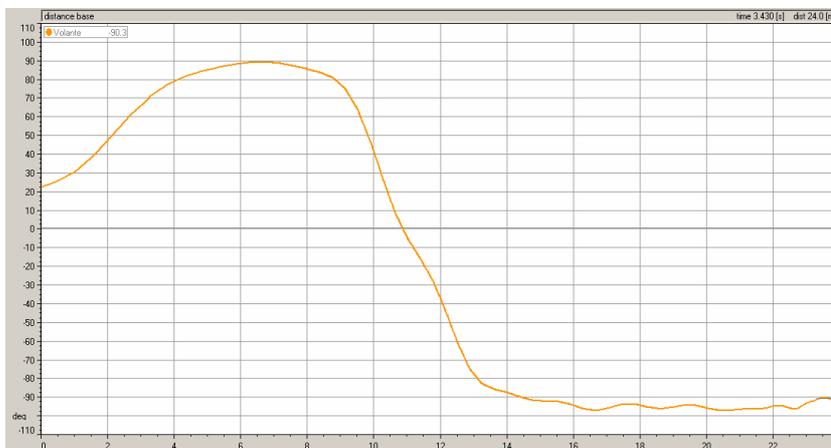


Figura 67: Aquisição preliminar de um *fish hook*

Como primeira tentativa, utilizou-se os valores do gráfico da aquisição para realimentar a simulação, neste caso obteve-se um esterçamento de 90° para esquerda em 0,35 segundos, mantendo nesta posição por 0,55 segundos, um esterçamento de 180° para direita em 0,7 segundos encerrando a aquisição em 3 segundos, sendo que a velocidade inicial foi de 44,43 km/h.

Fazendo uma sobreposição do gráfico da aquisição e do gráfico da simulação já realimentada, pode-se observar na figura 68 que ainda existia uma pequena diferença entre as curvas por causa da diferença progressão de esterço dada pelo programa e pelo piloto.

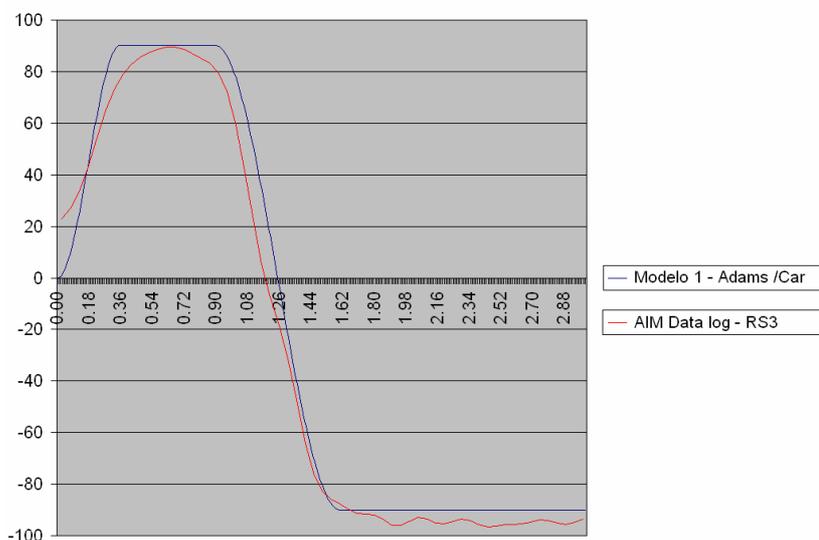


Figura 68: Comparativo entre a curva da simulação preliminar versus curva aquisitada

Para termos um resultado mais confiável, aproximando ainda mais as curvas, gerou-se um arquivo a partir dos dados de aquisição para servir como dado de entrada do Adams/Car, os dados de entrada foram velocidade inicial e posição de volante em função do tempo, isto já foi suficiente para termos uma curva conforme comparativo mostrado na figura 69.

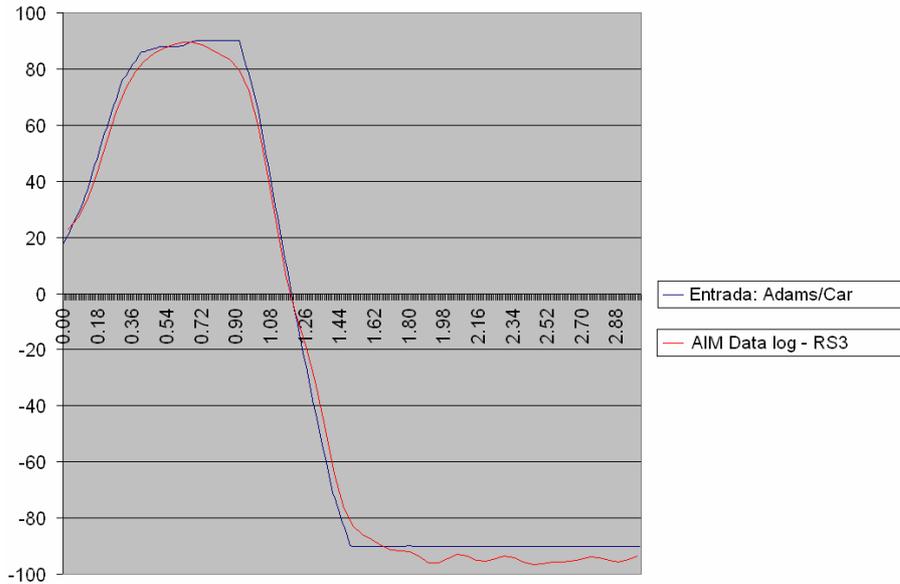


Figura 69: Comparativo entre curva de esterço final versus curva aquisitada

Ainda pode-se ver uma pequena diferença entre as curvas, entretanto nota-se que durante a aquisição os valores mostrados em fim de curso da direção possuíam algum ruído, este foi removido, pois devido aos batentes de direção que garantem 90 graus de esterço para cada lado.

8 VALIDAÇÃO E RESULTADOS

Utilizando as curvas geradas como dados de entrada para o Adams/Car pode-se comparar os resultados obtidos, validando assim, o modelo gerado.

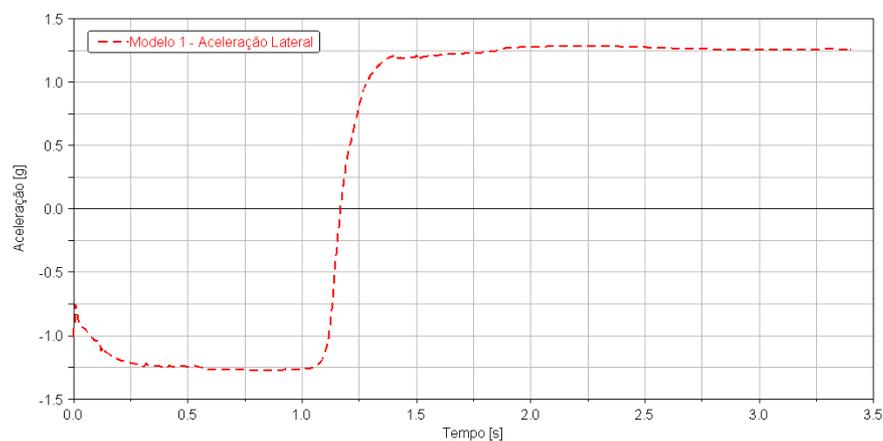


Figura 70: Modelo 1 – Aceleração lateral

Comparando-se os gráficos de aceleração lateral do modelo (figura 70) com o protótipo verifica-se uma grande semelhança entre o perfil das curvas e o mesmo valor máximo de aceleração, 1,28 g.

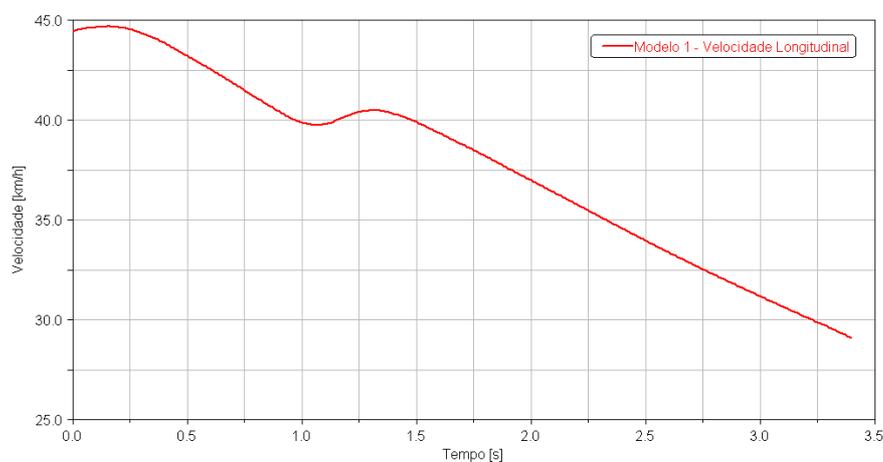


Figura 71: Modelo 1 – Velocidade longitudinal

Com relação à velocidade longitudinal percebe-se que, apesar das curvas terem uma tendência parecida durante a inversão do movimento, o modelo não obteve resultados tão parecidos com os do protótipo, neste caso obteve-se 20 km/h de velocidade final após 3,4s no protótipo e 29 km/h na simulação.

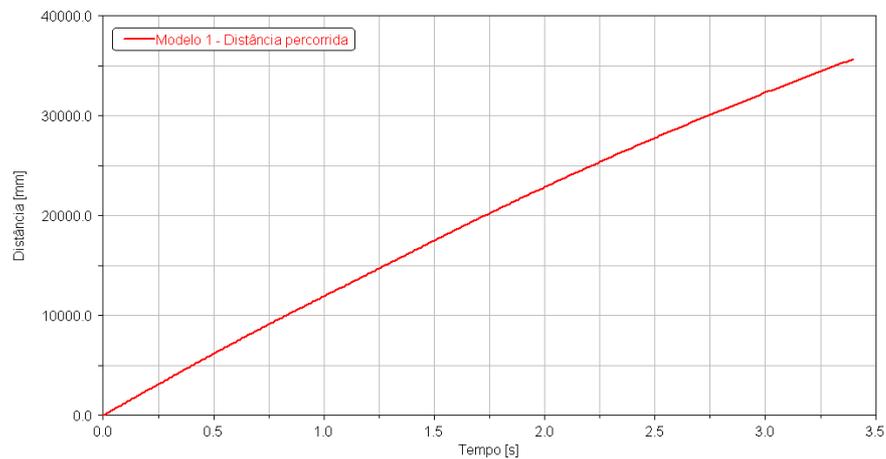


Figura 72: Modelo 1 – Distância percorrida

Para a distância percorrida, como já era de se esperar após o resultado da velocidade, também se observou uma diferença considerável, 30 metros para o protótipo contra 35 metros da simulação, como pode ser visto na figura 72.

Estes resultados mostram que ainda é necessário algum tipo de refino no modelamento para se obter resultados absolutos e mais precisos.

9 CONCLUSÃO

Conseguiu-se através desse estudo, aumentar o entendimento dos ângulos relacionados a geometria de direção e de sua influência na dirigibilidade e estabilidade do veículo.

O modelamento do veículo em Adams/Car mostrou um resultado satisfatório para analisar as diferenças entre cada modelo apresentado e poderá servir de base para novos projetos. As simulações feitas também podem servir como referência para avaliar o comportamento dinâmico do veículo com o auxílio dos inúmeros gráficos e resultados que podem ser retirados de tais análises.

As análises feitas mostraram-se coerentes e indicando o melhor desempenho para um dos modelos criados (**Modelo 4**), desta forma pode-se entender que, neste veículo, aumentar a porcentagem de Ackermann melhora o seu desempenho, visto que houve quase sempre nos testes feitos melhora dos valores de aceleração lateral e velocidade no final das manobras.

Esta melhora se deu ao fato do **Modelo 4** ter um comportamento mais sub-esterçante que os outros e pelo fato ter o raio de giro maior que os outros modelos.

Pode-se dizer então que as variações das porcentagens de Ackermann têm grande influência no comportamento e desempenho do veículo, servindo como ajuste para comportamentos sub ou sobre-esterçantes.

Entretanto, a validação feita mostrou que para utilizarem-se as análises e para obterem-se valores absolutos comparáveis entre modelo e protótipo precisa-se ainda evoluir um pouco o modelamento no Adams/Car, principalmente em relação aos fatores das curvas de pneu e curva de motor, que influenciam muito nas respostas do modelo. Mesmo assim, comparando-se as curvas das simulações apenas entre os modelos, podem-se verificar tendências bem definidas nas curvas, mostrando um desempenho superior do **Modelo 4** em relação aos outros.

10 RECOMENDAÇÕES E TRABALHOS FUTUROS

O modelo em Adams/Car poderia ser revisado em função dos novos veículos construídos, adicionando as propriedades das novas peças que vem sendo modeladas em CAD. Os parâmetros das curvas de pneu poderiam ser melhor estudados e curvas em cargas parciais do motor adquiridas em dinamômetro, pois são fatores que influenciam diretamente nas respostas encontradas e apenas após um melhor entendimento e modelamento destes, o modelo poderá fornecer respostas confiáveis para qualquer situação e tipo de análise.

Fazer uma simulação considerando um circuito completo e acertar os parâmetros utilizados pelo motorista padrão que o ADAMS/Car por parâmetros medidos em pilotos de testes.

Além disso, a geometria do **Modelo 4** poderia ser construída e montada no protótipo para serem feitos novos testes e comprovar a melhoria de desempenho em relação ao **Modelo 1**.

REFERÊNCIAS

- PACEJKA, H.B. **Tire and vehicle dynamics**. 2002. Society of Automotive Engineers, Inc.
- REIMPELL, J **The automotive chassi**. 2001. Butterworth-Heinemann.
- MILLIKEN, WILLIAN F. and MILLIKEN, DOUGLAS L. **Race car vehicle dynamics**. 1995. Society of Automotive Engineers, Inc.
- GILLESPIE, THOMAS D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 1992. Society of Automotive Engineers, Inc.
- RILL, G. **Vehicle dynamics**. 2007. University of Applied Sciences – Prof. Dr. Georg Rill.
- MUELLER, RUSSEL L., **Full vehicle dynamics model of a Formula SAE racecar using Adams/CAR**. 2005. Texas A&M University.
- MD R2 Adams/Car Help – car_analysis.pdf
- HEMMINGS AUTO BLOGS. **Turn, turn, turn: The story of how Ackermann steering got its name**. Disponível em: <<http://blog.hemmings.com/index.php/2008/12/16/turn-turn-turn/>> . Acesso em: 03 jan. 2009, 22:37:00.
- SMITH, STEVE, **Advanced race car suspension development**. 1974. Steve Smith Autosports Puplications.
- DWIGGINS, BOYCE H., **Automotive steering systems**. 1968. Delmar Publishers (Canada) Ltd.
- MITCHELL, WM. C.; STANIFORTH, ALLAN AND SCOTT, IAN, **Analysis of Ackermann steering geometry**. 2006. SAE Technical Paper Series.
- OLLEY, MAURICE, **Steady state steering**. 1961. General Motors Corporation.
- TABOREK, JAROSLAV J., **Mechanics of vehicles**. 1957. Penton Publishing Co.
- NUNNEY, MALCOLM J.; **Light & Heavy vehicle tecnology**. 2007. Butterworth-Heinemann
- KING-HELE, D., **Notes & Records of the Royal Society**. 2002. The Royal Society
- WYATT, J., **The repertory of arts, manufactures and agriculture**. 1819. Repertory office
- CHACE, MILTON A.; WIELENGA, THOMAS J., **A test and simulation process to improve rollover resistance**. 1999. Society of Automotive Engineers, Inc.

HAC, ALEKSANDER; SIMPSON, MELINDA D., **Estimation of vehicle side slip angle and yaw rate.** 2000. Society of Automotive Engineers, Inc.

FRIMBERGER, MANFRED; WOLF, FLORIAN; SCHOLPP, GERD; SCHIMIDT, JUERGEN, **Influences of parameters at vehicle rollover.** 2000. Society of Automotive Engineers, Inc.

KASPRZAK, EDWARD M.; HACKER, KURT; LEWIS KEMPER, **Racecar optimization and tradeoff analysis in a parallel computing environment.** 2000. Society of Automotive Engineers, Inc.

GERRARD, M. B., **Kinematic suspension linkages – a model for their behavior and a procedure for their design.** 2002. Society of Automotive Engineers, Inc.

AMATO, T.; FRENDON, F.; GUIGGIANI, M., **Handling behavior of racing karts.** 2002. Society of Automotive Engineers, Inc.

HIEMER, MARCUS; VIETINGHOFF, ANNE VON; KIENCKE, UWE; MATSUNAGA, TAKANORI, **Determination of the vehicle body side slip angle with non-linear observer strategies.** 2005. Society of Automotive Engineers, Inc.

MEHDI ANSAREY M., S. M.; SHARIATPANAH, M.; SALIMI, SHAHRAM, **Optimization of vehicle steering linkage with respect to handling criteria using genetic algorithm methods.** 2005. Society of Automotive Engineers, Inc.

WILDE, JAMES R.; HEYDINGER, GARY J.; GUENTHER, DENNIS A., **ADAMS simulation of ride and handling performance of the kinetic suspension system.** 2006. Society of Automotive Engineers, Inc.

APÊNDICE – Rotina em Matlab

Abaixo estão relacionadas duas rotinas feitas em Matlab para otimização do ângulo de Ackermann. No corpo da rotina estão descritos os parâmetros que devem ser alterados para se obter o resultado desejado.

A primeira rotina considera a otimização do comprimento do braço de direção (BC) e do tirante de direção (CD) e a segunda rotina considera a otimização do comprimento do braço de direção (BC) e da posição da caixa (AE) de direção longitudinalmente.

Os parâmetros utilizados para cálculo como dados de entrada podem ser vistos na Figura 13, para um melhor entendimento.

% Ackermann 1

% Otimização dos valores do comprimento do braço de controle e do comprimento do braço de direção

clc

clear

% Dados de entrada

% Comprimento braço de controle [mm]

cd_inicial=260; % Valor adotado inicialmente para inicio da analise

cd_tolerancia=30; % Tolerância limite para mais e para menos, considerar folgas na região da suspensão para definir tal valor

% Comprimento braço de direção [mm]

bc_inicial=71; % Valor adotado inicialmente para inicio da analise

bc_tolerancia=15; % Tolerância limite para mais e para menos, considerar folgas na região da suspensão para definir tal valor

% Deslocamento da cremalheira [mm]

```

rtmax=30;          %Curso máximo que a cremalheira se desloca

% Meia largura entre pinos mestre [mm]
BA=562;           %Distancia entre pinos mestre dividido por dois

% Meia largura da caixa de direção [mm]
DE=281;          %Distancia entre articulações internas da caixa de direção

% Deslocamento longitudinal da caixa de direção [mm]
AE=67;           %Deslocamento da caixa em relação ao centro dos pneus dianteiros

% Entre-eixos [mm]
L=1600;          %Distancia entre-eixos do veiculo

% Cálculos

'aguarde...'

% Deslocamento da cremalheira
Rt=linspace(0,rtmax,30);

% Equacionamento Lado 1 (interno para AE<0, externo para AE>0)

% Comprimento braço de direção
bc=linspace(bc_inicial-bc_tolerancia,bc_inicial+bc_tolerancia,50);    %[mm]

% Comprimento braço de controle
cd=linspace(cd_inicial-cd_tolerancia,cd_inicial+cd_tolerancia,50);

m=zeros(length(bc),length(cd));
for cont1=1:length(bc);

```

```

BC=bc(cont1);
for cont2=1:length(cd);
    CD=cd(cont2);
    for cont3= 1:length(Rt);

        epsilon1(cont3)=abs(180*atan(AE/(BA-DE-Rt(cont3)))/pi);

        epsilonzero=abs(180*atan(AE/(BA-DE))/pi);

        BD1(cont3)=sqrt(AE^2+(BA-DE-Rt(cont3))^2);

        BDzero=sqrt(AE^2+(BA-DE)^2);

        beta1(cont3)=180*acos((BC^2+BD1(cont3)^2-CD^2)/(2*BC*BD1(cont3)))/pi;

        betazero=180*acos((BC^2+BDzero^2-CD^2)/(2*BC*BDzero))/pi ;

        lambda1(cont3)=90-epsilon1(cont3)-beta1(cont3);

        lambdazero=90-epsilonzero-betazero;

        delta1(cont3)=abs(lambda1(cont3)-lambdazero);

        if AE<0;
            R1(cont3)=L/tan(delta1(cont3)*pi/180)+BA;
        else
            R1(cont3)=L/tan(delta1(cont3)*pi/180)-BA; warning off MATLAB:divideByZero;
        end

% Equacionamento Lado 2 (externo para AE<0, interno para AE>0)

        epsilon2(cont3)=abs(180*atan(AE/(BA-DE+Rt(cont3)))/pi);

```

```

epsilonzero=abs(180*atan(AE/(BA-DE))/pi);

BD2(cont3)=sqrt(AE^2+(BA-DE+Rt(cont3))^2);

BDzero=sqrt(AE^2+(BA-DE)^2);

beta2(cont3)=180*acos((BC^2+BD2(cont3)^2-CD^2)/(2*BC*BD2(cont3)))/pi;

betazero=180*acos((BC^2+BDzero^2-CD^2)/(2*BC*BDzero))/pi;

lambda2(cont3)=90-epsilon2(cont3)-beta2(cont3);

lambdazero=90-epsilonzero-betazero;

delta2(cont3)=abs(lambda2(cont3)-lambdazero);

if AE<0;
    R2(cont3)=L/tan(delta2(cont3)*pi/180)-BA;
else
    R2(cont3)=L/tan(delta2(cont3)*pi/180)+BA;warning off MATLAB:divideByZero;
end

```

% Equacionamento Ackermann Médio

```

deltam(cont3)=(delta1(cont3)+delta2(cont3))/2;

Rm(cont3)=L/tan(pi*deltam(cont3)/180);warning off MATLAB:divideByZero;

DELTAdelta(cont3)=abs(delta1(cont3)-delta2(cont3));

```

% Correções

```

if AE<0;
    delta1corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)-BA))*180/pi;
else
    delta1corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)+BA))*180/pi;
end

if AE<0;
    delta2corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)+BA))*180/pi;
else
    delta2corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)-BA))*180/pi;
end

erromedio(cont3)=(abs(delta1corrigido(cont3)-
delta1(cont3))+abs(delta2corrigido(cont3)-delta2(cont3)));
end

Errosoma=sum(erromedio);
m(cont1,cont2)=Errosoma;
end
end
mi=min((min(m))');
fid=find(m==mi);
coluna=ceil(fid/length(cd));
linha=rem(fid,length(bc));
if linha==0
    linha=length(bc);
end
CD_Final=cd(coluna)
BC_Final=bc(linha)

```

Errosoma % é desejável o menor valor possível

% Ackermann 2

% Otimização dos valores do comprimento do braço de controle e da posição longitudinal da caixa de direção

clc

clear

% Dados de entrada

% Comprimento braço de controle [mm]

cd_inicial=260; %Valor adotado inicialmente para inicio da analise

cd_tolerancia=30; %Tolerância limite para mais e para menos, considerar folgas na região da suspensão para definir tal valor

% Deslocamento longitudinal da caixa de direção [mm]

ae_inicial=83; %Valor adotado inicialmente para inicio da analise

ae_tolerancia=10; %Tolerância limite para mais e para menos, considerar folgas na região da suspensão para definir tal valor

% Comprimento braço de direção [mm]

BC=84;

% Deslocamento da cremalheira

rtmax=30; %Curso máximo que a cremalheira se desloca

% Meia largura entre pinos mestre [mm]

BA=562; %Distancia entre pinos mestre dividido por dois

% Meia largura caixa de direção [mm]

DE=280; %Distancia entre articulações internas da caixa de direção

% Entre-eixos [mm]

L=1600; %Distancia entre-eixos do veiculo

```
% Cálculos
```

```
'aguarde...'
```

```
% Deslocamento da cremalheira
```

```
Rt=linspace(0,rtmax,30);
```

```
% Equacionamento Lado 1 (interno para AE<0, externo para AE>0)
```

```
% Comprimento braço de direção
```

```
ae=linspace(ae_inicial-ae_tolerancia,ae_inicial+ae_tolerancia,50); %[mm]
```

```
% Comprimento braço de controle
```

```
cd=linspace(cd_inicial-cd_tolerancia,cd_inicial+cd_tolerancia,50);
```

```
m=zeros(length(ae),length(cd));
```

```
for cont1=1:length(ae);
```

```
    AE=ae(cont1);
```

```
    for cont2=1:length(cd);
```

```
        CD=cd(cont2);
```

```
        for cont3= 1:length(Rt);
```

```
            epsilon1(cont3)=abs(180*atan(AE/(BA-DE-Rt(cont3)))/pi);
```

```
            epsilonzero=abs(180*atan(AE/(BA-DE))/pi);
```

```
            BD1(cont3)=sqrt(AE^2+(BA-DE-Rt(cont3))^2);
```

```
            BDzero=sqrt(AE^2+(BA-DE)^2);
```

```
            beta1(cont3)=180*acos((BC^2+BD1(cont3)^2-CD^2)/(2*BC*BD1(cont3)))/pi;
```

```

betazero=180*acos((BC^2+BDzero^2-CD^2)/(2*BC*BDzero))/pi ;

lambda1(cont3)=90-epsilon1(cont3)-beta1(cont3);

lambdazero=90-epsilonzero-betazero;

delta1(cont3)=abs(lambda1(cont3)-lambdazero);

if AE<0;
    R1(cont3)=L/tan(delta1(cont3)*pi/180)+BA;
else
    R1(cont3)=L/tan(delta1(cont3)*pi/180)-BA; warning off MATLAB:divideByZero;
end

```

% Equacionamento Lado 2 (externo para AE<0, interno para AE>0)

```

epsilon2(cont3)=abs(180*atan(AE/(BA-DE+Rt(cont3)))/pi);

epsilonzero=abs(180*atan(AE/(BA-DE))/pi);

BD2(cont3)=sqrt(AE^2+(BA-DE+Rt(cont3))^2);

BDzero=sqrt(AE^2+(BA-DE)^2);

beta2(cont3)=180*acos((BC^2+BD2(cont3)^2-CD^2)/(2*BC*BD2(cont3)))/pi;

betazero=180*acos((BC^2+BDzero^2-CD^2)/(2*BC*BDzero))/pi;

lambda2(cont3)=90-epsilon2(cont3)-beta2(cont3);

lambdazero=90-epsilonzero-betazero;

```

```
delta2(cont3)=abs(lambda2(cont3)-lambdazero);
```

```
if AE<0;
```

```
    R2(cont3)=L/tan(delta2(cont3)*pi/180)-BA;
```

```
else
```

```
    R2(cont3)=L/tan(delta2(cont3)*pi/180)+BA;warning off MATLAB:divideByZero;
```

```
end
```

```
% Equacionamento Ackermann Médio
```

```
deltam(cont3)=(delta1(cont3)+delta2(cont3))/2;
```

```
Rm(cont3)=L/tan(pi*deltam(cont3)/180);warning off MATLAB:divideByZero;
```

```
DELTAdelta(cont3)=abs(delta1(cont3)-delta2(cont3));
```

```
% Correções
```

```
if AE<0;
```

```
    delta1corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)-BA))*180/pi;
```

```
else
```

```
    delta1corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)+BA))*180/pi;
```

```
end
```

```
if AE<0;
```

```
    delta2corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)+BA))*180/pi;
```

```
else
```

```
    delta2corrigido(cont3)=atan(L/(Rm(cont3)-BA))*180/pi;
```

```
end
```

```
erromedio(cont3)=(abs(delta1corrigido(cont3)-  
delta1(cont3))+abs(delta2corrigido(cont3)-delta2(cont3)));
```

```
end
```

```
    Errosoma=sum(errorediao);
    m(cont1,cont2)=Errosoma;
end
end
mi=min((min(m))');
fid=find(m==mi);
coluna=ceil(fid/length(cd));
linha=rem(fid,length(ae));
if linha==0
    linha=length(ae);
end
CD_Final=cd(coluna)
AE_Final=ae(linha)

Errosoma           % é desejável o menor valor possível
```

ANEXO – Sensores utilizados

A seguir estão relacionados os sensores utilizados no levantamento de dados feito como protótipo fórmula SAE RS3 e suas especificações:

Velocidade por roda fônica nas 4 rodas

Especificação:

Distância requerida do sensor: 0,5 a 1 mm

Número de pulsos por volta: 4

Potenciômetros de suspensão ou LVDT (Linear Variable Differential Transformer)

Especificação:

Resistência nominal: 1k Ω / 25 mm

Velocidade máxima no eixo: 1000 mm/s

Potenciômetro para ângulo de esterçamento

Especificação:

Resistência nominal: 10 k Ω / 25 mm

Tolerância no valor da resistência: 5%

Precisão: 0,034%

Curso nominal: 3600° / 10 voltas

Pressão de freio

Especificação:

Faixa de medição: 0-2000 psi

Sinal de saída: 1- 5V

Giroscópio

Especificação:

Faixa de medição: $\pm 90^\circ/s$

Linearidade: 5%

Acelerômetro vertical (massa suspensa)

Especificação:

Faixa de medição: ± 5 g

Linearidade: 1% da escala total

GPS (*Global Positioning System*)

O GPS aqisita algumas informações redundantes, como ele não é tão preciso como os sensores específicos, estas informações são usadas apenas para referência comparativa, é o caso da aceleração lateral, aceleração longitudinal e do giroscópio.

Dados aqisitados pelo GPS:

Velocidade

Número de satélites

Aceleração lateral

Aceleração longitudinal

“*Heading*”, posição em relação ao norte

Giroscópio [$^{\circ}/s$]

Acelerômetros Longitudinal (ACC1) e Lateral (ACC2)

Internos ao módulo EVO3 Pro

Sensor de rotação

Original do motor Honda CBR 600

Sensor de posição da borboleta

Original do motor Honda CBR 600