



**PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**CONTRIBUIÇÃO PARA O DESENVOLVIMENTO  
DE UMA SUSPENSÃO APLICADA A UM  
VEÍCULO FÓRMULA SAE**

Por,  
**Rafael Nunes Torres**

**Brasília, 07 de Julho de 2011**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**CONTRIBUIÇÃO PARA O DESENVOLVIMENTO  
DE UMA SUSPENSÃO APLICADA A UM  
VEÍCULO FÓRMULA SAE**

POR,

**Rafael Nunes Torres**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

**Banca Examinadora**

Prof. Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA (Orientador)

\_\_\_\_\_

Prof. Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA (Co-orientador)

\_\_\_\_\_

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM

\_\_\_\_\_

Prof. Alberto Carlos. G. Castro. Diniz, UnB/ ENM

\_\_\_\_\_

Prof. Alessandro Borges de Sousa Oliveira,  
UnB/ENM-FGA

\_\_\_\_\_

Brasília, 07 de Julho de 2011

## **Dedicatória(s)**

*Dedico esse trabalho aos meus pais, Vasco e Eunice, pois sem eles não teria condições de chegar aonde cheguei. Às minhas irmãs Camila e Isabela. À minha namorada Viviane, aos meus amigos e a Deus.*

*Rafael Nunes Torres*

## **Agradecimentos**

*Agradeço ao Departamento de Engenharia Mecânica - UnB e à Faculdade UnB Gama pela estrutura disponibilizada, pelo suporte pessoal e técnico necessário ao desenvolvimento desse trabalho.*

*Agradeço aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília (EnM-UmB), em especial aos do SG-09, Seu Artur, Pereira, Xavier, Tenniel, Fernando, o sempre gentil Marcão, Tio Tarsis, Jakson, Wesley, Carlos e Silmar. Pois, foi nesse ambiente que passei a maior parte da minha graduação aprendendo e me divertindo. Agradeço também pelo acolhimento e pela amizade desse lugar.*

*Às professoras orientadoras, Rita e Maria Alzira, pois aprendi muito nesse período. Aos professores Tito, Dianne, Armando, Gurgel, Aida, Diniz, Gennari, Jorge, Alex, Daniel, Cosme, Brasil, Alessandro e Sadek, por transmitirem um pouco do universo da engenharia e possibilitarem minha auto-confirmação de que a engenharia é mais que minha profissão.*

*Aos meus amigos, guerreiros e vencedores dessa batalha, assim como eu, Rafaga, Dedé, Digu, Alexandre, Lúcio, Raoni, Rogério, Léo Brant, Marquito, Afonso, Pedro. E aos que ainda estão lutando, Mateus e Antônio.*

*À todos os atuais e ex-integrantes da Equipe Apuama Racing, a qual me dediquei durante toda a graduação. Que vocês não desistam de tornar esse sonho real.*

*Agradeço à MSC Software por disponibilizar o software ADAMS para a realização das simulações desse trabalho.*

*Agradeço à minha namorada, amiga e companheira de muitos anos, Vivi, que, além de aguentar algumas chatices, sempre soube compreender e me apoiar durante toda essa etapa.*

*Aos meus amigos de sempre Leozão, Ferds, Paulo, Daniel, Daniela, Alan e André.*

*Agradeço muito aos meus pais, Vasco e Eunice, por proporcionarem tudo que já vivi, me apoiarem nas minhas decisões e por estarem sempre disponíveis quando precisei. Agradeço às minhas queridas irmãs, Camila e Isabela, elas sabem o quanto são importantes.*

*E a Deus.*

*Muito obrigado a todos.*

*Rafael Nunes Torres*

---

## RESUMO

A competição universitária Fórmula SAE Brasil demanda que os estudantes de engenharia projetem e construam um veículo de corrida, segundo um regulamento estabelecido pela associação organizadora (SAE Internacional). Nesse sentido, o presente trabalho tem por objetivo apresentar o projeto da suspensão do veículo da equipe Apuama Racing da Universidade de Brasília, bem como a modelagem preliminar em MSC ADAMS a ser utilizada nas simulações numéricas com vistas à melhoria da *performance* do veículo. Com base no projeto da suspensão, foi proposta uma estratégia de competição que consiste na avaliação da *performance* da suspensão, adaptada às principais provas dinâmicas estabelecidas no regulamento da competição.

---

## ABSTRACT

The academic competition Formula SAE demand that engineering students to design and build a competition vehicle, according to the rules established by the organizing association (SAE International). In this sense, this study presents the suspension automotive design of the Apuama Racing team from University of Brasilia, as well as MSC ADAMS/Car preliminary modeling to be used in numerical simulations aimed at improving the performance of the vehicle. Based on suspension design is proposed a competitive strategy that consists in evaluating the performance of the suspension, adapted to the main dynamic tests established on the competition rules.

# SUMÁRIO

<b>1 – INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 – CONTEXTUALIZAÇÃO .....	1
1.2 – MOTIVAÇÃO .....	1
1.3 – JUSTIFICATIVA .....	1
1.4 – OBJETIVO .....	2
<b>2 – SUSPENSÃO AUTOMOTIVA .....</b>	<b>3</b>
2.1 - DEFINIÇÃO DE SUSPENSÃO .....	3
2.2 - HISTÓRICO .....	4
<b>3 – SUSPENSÃO DOUBLE A-ARM .....</b>	<b>6</b>
3.1 – OS PRINCIPAIS COMPONENTES DA SUSPENSÃO .....	6
3.2 – GEOMETRIA DE SUSPENSÃO .....	9
3.3 - PROJETO DA GEOMETRIA BÁSICA DA SUSPENSÃO .....	17
<b>4 – MODELAGEM DA SUSPENSÃO .....</b>	<b>25</b>
4.1 – REQUISITOS DE PROJETO .....	25
4.2 – SUSPENSÃO DIANTEIRA.....	25
4.3 – SUSPENSÃO TRASEIRA.....	29
4.4 – PROJETO DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO NO SOFTWARE MSC ADAMS/CAR .....	30
4.5 – MODELO CONSTRUÍDO NO ADAMS/CAR .....	35
<b>5 – ANÁLISE DAS SUSPENSÕES.....</b>	<b>38</b>
5.1 – DESCRIÇÃO E BREVE TUTORIAL DE SIMULAÇÕES .....	38
5.2 – PARÂMETROS ANALISADOS .....	40
5.3 – RESULTADOS SUSPENSÃO DIANTEIRA .....	43
5.4 – RESULTADOS SUSPENSÃO TRASEIRA .....	54
5.5 – DISCUSSÕES.....	63
<b>6 – ANÁLISE DO VEÍCULO.....</b>	<b>67</b>
6.1 – PREPARAÇÃO E DESCRIÇÃO DAS SIMULAÇÕES PARA VEÍCULO COMPLETO .....	67
6.2 – PARÂMETROS ANALISADOS .....	73
6.3 – PREPARAÇÃO DAS SIMULAÇÕES .....	73
6.4 – RESULTADOS.....	76
6.5 – DISCUSSÕES.....	85
<b>7 – CONCLUSÕES .....</b>	<b>87</b>
<b>8 – REFERÊNCIAS.....</b>	<b>89</b>
<b>9 – ANEXO I.....</b>	<b>91</b>
<b>TIPOS DE SUSPENSÃO .....</b>	<b>91</b>
<b>10 – ANEXO II.....</b>	<b>108</b>
<b>RESUMO DO PROJETO .....</b>	<b>108</b>
<b>11 – ANEXO III.....</b>	<b>110</b>
<b>GRÁFICOS.....</b>	<b>110</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Suspensão McPherson .....	5
Figura 2. 2 - Suspensão Double wishbone ou duplo A. (Fonte: <a href="http://www.automotivearticles.com/Suspension_Design_Types_of_Suspensions.shtml">http://www.automotivearticles.com/Suspension_Design_Types_of_Suspensions.shtml</a> ) .....	5
Figura 3. 1 - Suspensão double a-arm (Fonte: <a href="http://www.carbibles.com/suspension_bible.html">www.carbibles.com/suspension_bible.html</a> ).....	6
Figura 3. 2 - Tipos de mola: (a) Molas helicoidais; (b) Feixe de molas; (c) Barra de torção. (Fonte: Halderman, 1996).....	7
Figura 3. 3 - Amortecedor hidráulico progressível ajustado da marca OHLINS .....	8
Figura 3. 4 - Suspensão McPherson .....	9
Figura 3. 5 - Centro Instantâneo de rotação (Fonte: Milliken & Milliken, 1995).....	10
Figura 3. 6 - Eixo instantâneo (Fonte: Milliken & Milliken, 1995).....	10
Figura 3. 7 - Construção do centro de rolagem (Fonte: Milliken & Milliken, 1995).....	11
Figura 3. 8 - Variação de <i>camber</i> (Fonte: Milliken & Milliken,1995).....	12
Figura 3. 9 - Percurso do pneu em uma pista irregular com grande quantidade de <i>scrub</i> (Fonte. Milliken & Milliken, 1995).....	12
Figura 3. 10 - Ângulo <i>anti-dive</i> (Fonte. Milliken & Milliken, 1995).....	14
Figura 3. 11 - Ângulo anti-squat (Fonte. Milliken & Milliken (1995), p. 619).....	14
Figura 3. 12 – Ângulo de <i>Camber</i> .....	15
Figura 3. 13 - Eixo <i>kingpin</i> e localização da barra de direção (Fonte: <a href="http://www.carbibles.com/suspension_bible.html">www.carbibles.com/suspension_bible.html</a> ).....	16
Figura 3. 14 – Ângulo <i>kingpin</i> , <i>kingpin offset</i> e <i>camber</i> – vista frontal. ....	16
Figura 3. 15 - <i>Caster</i> e a trilha devido sua inclinação .....	17
Figura 3. 16 – Metodologia do projeto de suspensão adotada no trabalho .....	18
Figura 3. 17 – Diagrama de blocos para projeto geometria da vista frontal.....	19
Figura 3. 18 – Localização dos pontos de ancoragem da suspensão na vista frontal.....	20
Figura 3. 19 - Pontos de fixação da suspensão na vista lateral.....	23
Figura 4. 1 – Chassi do projeto 2011 da Equipe Apuama .....	26
Figura 4. 2 – Dimensões do chassi e pontos de localização da suspensão .....	26
Figura 4. 3 – Altura do centro de rolagem, comprimento do FVSA e altura do CI. ....	27
Figura 4. 4 – Dados geometria lateral .....	28
Figura 4. 5 – Altura do centro de rolagem, comprimento do SVSA e altura do CI frontal da suspensão traseira .....	29
Figura 4. 6 – Dados geometria lateral traseira.....	29
Figura 4. 7 - Menu <i>Build</i> .....	31
Figura 4. 8 – Menu para criação de partes.....	32
Figura 4. 9 – Imagem da janela de criação de partes: a) Sem criação de geometria; b) Com criação de geometria.....	32

Figura 4. 10 – Janela de criação de molas, no detalhe em vermelho local de adição do arquivo da mola .....	33
Figura 4. 11 - Janela de edição e criação de curvas de rigidez.....	33
Figura 4. 12 – Imagem da junta de revolução (tipo drobradiça) e buchas de fixação nas extremidades da bandeja (com detalhe em vermelho).....	34
Figura 4. 13 – Janela de criação/modificação de juntas, no detalhe a opção de ativação da junta.....	34
Figura 4. 14 - Suspensão dianteira vista frontal .....	36
Figura 4. 15 - Suspensão dianteira vista lateral.....	36
Figura 4. 16 - Suspensão dianteira vista diagonal .....	36
Figura 4. 17 - Suspensão traseira vista frontal .....	37
Figura 4. 18 - Suspensão traseira vista lateral .....	37
Figura 4. 19 - Suspensão traseira vista diagonal .....	37
Figura 5. 1 - Tela Inicial MSC ADAMS/Car .....	39
Figura 5. 2 - Menu <i>Simulate</i> e janela de configuração de simulação <i>Parallel Travel</i> .....	40
Figura 5. 3 - Modo de cálculo do parâmetro ângulo de <i>camber</i> pelo ADAMS/Car (Ref.: Help car_analyses pag. 12) .....	41
Figura 5. 4 – Braço de momento do caster ( <i>Caster Moment Arm</i> ) e <i>Scrub Radius</i> . Car (Ref.: Help car_analyses pag. 59). .....	41
Figura 5. 5 - Definição de sinal do ângulo de convergência [19].....	43
Figura 5. 6 - Gráfico Anti-Dive - $\Delta$ Camber .....	44
Figura 5. 7 - Gráfico <i>Anti-dive</i> - $\Delta$ Caster .....	44
Figura 5. 8 - Gráfico <i>Anti-dive</i> - $\Delta$ Toe .....	45
Figura 5. 9 - Gráfico Ângulo de <i>Camber</i> - $\Delta$ Camber.....	45
Figura 5. 10 - Gráfico Ângulo de <i>Camber</i> - $\Delta$ Caster .....	46
Figura 5. 11 - Gráfico Ângulo de <i>Camber</i> - $\Delta$ Toe .....	46
Figura 5. 12 - Gráfico Trilha Mecânica do <i>Caster</i> – $\Delta$ Camber .....	47
Figura 5. 13 - Gráfico Trilha Mecânica do <i>Caster</i> - $\Delta$ Caster.....	48
Figura 5. 14 - Gráfico Trilha Mecânica do <i>Caster</i> - $\Delta$ Toe .....	48
Figura 5. 15 - Gráfico <i>Roll Camber Coefficient</i> – $\Delta$ Camber.....	49
Figura 5. 16 - Gráfico <i>Roll Camber Coefficient</i> - $\Delta$ Caster.....	49
Figura 5. 17 - Gráfico <i>Roll Camber Coefficient</i> - $\Delta$ Toe.....	49
Figura 5. 18 - Gráfico <i>Roll Steer</i> – $\Delta$ Camber.....	50
Figura 5. 19 - Gráfico <i>Roll Steer</i> - $\Delta$ Caster .....	50
Figura 5. 20 - Gráfico <i>Roll Steer</i> - $\Delta$ Toe.....	51
Figura 5. 21 - Gráfico <i>Scrub Radius</i> – $\Delta$ Camber .....	51
Figura 5. 22 - Gráfico <i>Scrub Radius</i> - $\Delta$ Caster.....	52
Figura 5. 23 - Gráfico <i>Scrub Radius</i> - $\Delta$ Toe.....	52

Figura 5. 24 - Gráfico Ângulo de Convergência ( <i>Toe angle</i> ) – $\Delta$ Camber .....	53
Figura 5. 25 - Gráfico Ângulo de Convergência ( <i>Toe angle</i> ) – $\Delta$ Caster .....	53
Figura 5. 26 - Gráfico Ângulo de Convergência ( <i>Toe angle</i> ) – $\Delta$ Toe .....	53
Figura 5. 27 - Gráfico <i>Anti-lift</i> - $\Delta$ Camber .....	54
Figura 5. 28 - Gráfico <i>Anti-lift</i> - $\Delta$ Caster.....	55
Figura 5. 29 - Gráfico <i>Anti-lift</i> - $\Delta$ Toe .....	55
Figura 5. 30 - Gráfico Ângulo de <i>Camber</i> - $\Delta$ Camber .....	56
Figura 5. 31 - Gráfico Ângulo de <i>Camber</i> - $\Delta$ Caster .....	56
Figura 5. 32 - Gráfico Ângulo de <i>Camber</i> - $\Delta$ Toe .....	56
Figura 5. 33 - Gráfico Trilha Mecânica do Caster - $\Delta$ Camber .....	57
Figura 5. 34 - Gráfico Trilha Mecânica do <i>Caster</i> - $\Delta$ Caster .....	57
Figura 5. 35 - Gráfico Trilha Mecânica do <i>Caster</i> - $\Delta$ Toe .....	58
Figura 5. 36 - Gráfico <i>Roll camber coefficient</i> - $\Delta$ Camber .....	58
Figura 5. 37 - <i>Roll Camber Coefficient</i> - $\Delta$ Caster .....	59
Figura 5. 38 - Gráfico <i>Roll Camber Coefficient</i> - $\Delta$ Toe.....	59
Figura 5. 39 - Gráfico <i>Roll steer</i> - $\Delta$ Camber .....	60
Figura 5. 40 - Gráfico <i>Roll Steer</i> - $\Delta$ Caster .....	60
Figura 5. 41 - Gráfico <i>Roll Ster</i> - $\Delta$ Toe.....	60
Figura 5. 42 - Gráfico <i>Scrub Radius</i> - $\Delta$ Camber .....	61
Figura 5. 43 - Gráfico <i>Scrub Radius</i> - $\Delta$ Caster.....	61
Figura 5. 44 - Gráfico <i>Scrub Radius</i> - $\Delta$ Toe.....	61
Figura 5. 45 - Gráfico ângulo de convergência - $\Delta$ Camber.....	62
Figura 5. 46 - Gráfico Ângulo de Convergência - $\Delta$ Caster .....	62
Figura 5. 47 - Gráfico Ângulo de convergência - $\Delta$ Toe.....	63
Figura 5. 48 - Coeficiente de fricção X força vertical – Smith (1978).....	64
Figura 5. 49 - Força no pneu (lbs) X força vertical (lbs). Ref.: Smith (1978).....	64
Figura 5. 50 - <i>Slip Angle</i> e trajetória do pneu – Ref. Smith (1978).....	65
Figura 6. 1 - Tabela de seleção dos tipos de pneus – Ref. Arquivo de ajuda do ADAMS/Car.....	68
Figura 6. 2 - Menu e janela de criação da montagem do veículo completo .....	69
Figura 6. 3 - Imagem do veículo completo.....	70
Figura 6. 4 - Menu de simulações de veículo completo .....	70
Figura 6. 5 - a) Janela de simulação de aceleração <i>Straight-Line Events</i> ; b) Janela de simulação de aceleração do tipo <i>Quasi-Static</i> .....	72
Figura 6. 6 - a) Janela de simulação de <i>skid-pad</i> do tipo <i>Cornering Events</i> ; b) Janela de simulação <i>skid-pad</i> do tipo <i>Quasi-Static</i> .....	72
Figura 6. 7 – Janela de variação de parâmetros do modelo.....	74

Figura 6. 8 –a) Modelo da suspensão com ancoragem direta – Susp-AD; b) Modelo da suspensão com ancoragem indireta – Susp-AI.....	75
Figura 6. 9 – Gráfico da força normal para aceleração da Susp-AD.....	76
Figura 6. 10 - Gráfico da força normal para aceleração da Susp-AI.....	77
Figura 6. 11 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>camber</i> - Susp-AD.....	77
Figura 6. 12 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>camber</i> em aceleração- Susp-AI.....	78
Figura 6. 13 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>toe</i> em aceleração - Susp-AD.....	78
Figura 6. 14 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>toe</i> - Susp-AI.....	79
Figura 6. 15 - Gráfico da força normal para <i>skid-pad</i> da Susp-AD.....	79
Figura 6. 16 - Gráfico da força normal para <i>skid-pad</i> da Susp-AI.....	80
Figura 6. 17 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>camber</i> em <i>skid-pad</i> - Susp-AD.....	80
Figura 6. 18 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>camber</i> em <i>skid-pad</i> - Susp-AI.....	81
Figura 6. 19 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>toe</i> em <i>skid-pad</i> - Susp-AD.....	81
Figura 6. 20 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>toe</i> em <i>skid-pad</i> - Susp-AI.....	82
Figura 6. 21 - Gráfico da força normal para frenagem da Susp-AD.....	82
Figura 6. 22 - Gráfico da força normal para frenagem da Susp-AI.....	83
Figura 6. 23 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>camber</i> em frenagem - Susp-AD.....	83
Figura 6. 24 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>camber</i> em frenagem - Susp-AI.....	84
Figura 6. 25 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>toe</i> em frenagem - Susp-AD.....	84
Figura 6. 26 - Gráfico do melhor resultado de <i>slip angle</i> para variação de <i>toe</i> em frenagem - Susp-AI.....	84
Figura 6. 27 - Gráfico <i>Slip angle</i> X Coeficiente de atrito - Ref.: Smith (1978).....	86

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3. 1 - Efeitos da altura do centro de rolagem frontal (Fonte: <a href="http://www.aape.com.br/Dicas_CentroRolagem.html">http://www.aape.com.br/Dicas_CentroRolagem.html</a> ) .....	21
Tabela 3. 2 – Efeitos da altura do centro de rolagem traseiro (Fonte: <a href="http://www.aape.com.br/Dicas_CentroRolagem.html">http://www.aape.com.br/Dicas_CentroRolagem.html</a> ) .....	21
Tabela 4. 1 - Coordenadas iniciais dos pontos da suspensão dianteira .....	26
Tabela 4. 2 - Dados gerais para construção da vista lateral.....	27
Tabela 4. 3 - - Coordenadas dos pontos de fixação da suspensão dianteira .....	27
Tabela 4. 4 – Dados gerais suspensão dianteira .....	28
Tabela 4. 5 - Dados gerais suspensão traseira .....	30
Tabela 6. 1 - Variação de parâmetros das simulações.....	74
Tabela 6. 2 - Tabela de valores de alinhamento da suspensão .....	86

## LISTA DE TERMOS ESTRANGEIROS

**Anti-dive:** Propriedade da suspensão de evitar que a dianteira do veículo se aproxime do solo sob frenagem.

**Anti-lift:** Propriedade da suspensão de evitar que a traseira do veículo se afaste do solo em situações de frenagem.

**Anti-squat:** Propriedade da suspensão de evitar que a traseira do veículo se aproxime do solo em situações de aceleração longitudinal.

**Camber:** inclinação da roda com a vertical vista frontalmente.

**Caster:** é a inclinação da linha, medida em relação à vertical, que liga os pontos externos dos braços superiores e inferiores da suspensão na vista lateral.

**Double A-arm:** Modelo de bandeja de suspensão automotiva, semelhante à letra “A”.

**Front View Swing Arm (FVSA):** distância medida horizontalmente entre o Centro Instantâneo Frontal e o centro da roda, na vista frontal.

**Kingpin:** ângulo medido pela inclinação da linha que liga os pontos externos dos braços de suspensão superior e inferior, ou ainda, o eixo de rotação de direção da roda na vista frontal.

**Scrub:** Movimento lateral (oscilatório) do pneu em relação a uma linha reta.

**Side View Swing Arm (SVSA):** distância medida horizontalmente entre o Centro Instantâneo Lateral e o centro da roda, na vista lateral.

**Skid-pad:** Circuito de testes circular.

**Slip-angle:** É definido como o deslocamento angular entre o plano de rotação da roda (direção na qual a roda está apontada) e o caminho de rolamento do pneu, ou seja, o percurso que o pneu se desloca no solo

# 1 – INTRODUÇÃO

*Este capítulo apresenta as considerações iniciais desse projeto, bem como sua contextualização, motivação e objetivos.*

## 1.1 – CONTEXTUALIZAÇÃO

O sistema de suspensão veicular pode ser considerado como sendo um dos principais subsistemas presentes em um veículo. Sua função principal, na perspectiva do conforto, é isolar a estrutura e os passageiros das oscilações provocadas pelas irregularidades existentes nas estradas. Na perspectiva da segurança, ela visa garantir um permanente contato entre o pneu e a via de circulação.

Entretanto, no âmbito dos veículos de competição, a suspensão prescinde um pouco do conforto, a fim de garantir que a dinâmica veicular seja capaz de proporcionar o melhor desempenho durante a competição.

A competição Fórmula SAE acontece desde 1979 nos Estados Unidos e em 2004 começou a ser disputada no Brasil. Quem promove anualmente esse evento é a SAE *International* (*Society of Automotive Engineers*), com o apoio das outras SAE espalhadas pelo mundo. Além do Fórmula SAE, a SAE *International* promove também o Mini-Baja e o *Aerodesign*. Essas competições são fonte de inúmeras pesquisas que proporcionam aos estudantes de engenharia um aprendizado diferenciado por se tratar de problemas de ordem prática. Dentre os projetos voltados ao Fórmula SAE, podem ser citados alguns como: “*Introduction to Formula SAE Suspension and Frame Design*” de Gaffney E. F. e Salinas, A. R.; “*Steering System and Suspension Design for 2005 Formula SAE-A Race Car*” de Popa, C. E. (2005).

## 1.2 – MOTIVAÇÃO

A competição Fórmula SAE é organizada anualmente pela SAE Brasil com o intuito de fazer com que as universidades projetem e construam carros de corrida. Esse deve ser inovador ao menos em um item, propondo novas técnicas e tecnologias para o setor automobilístico. É por esse motivo que a equipe de Fórmula SAE da Universidade de Brasília, a Apuama Racing, trabalha em projetos de carros de competição desde 2004.

## 1.3 – JUSTIFICATIVA

Com vistas a se estabelecer uma competição saudável entre as universidades do país, a busca por um veículo com boa *performance* é o desejo de qualquer equipe participante. Neste sentido, o presente trabalho vem apresentar o projeto de uma suspensão passiva independente do tipo duplo A

(double A-arm) e realizar simulações numéricas, a fim de verificar sua performance a partir da verificação dos parâmetros de geometria de maior impacto no seu desempenho nas diversas provas dinâmicas que o carro é submetido no período da competição. Com base nos resultados das simulações, deverá ser proposta uma estratégia de competição que garanta um melhor desempenho do veículo baseado nos parâmetros de fácil ajuste da suspensão.

## **1.4 – OBJETIVO**

O objetivo desse trabalho é contribuir para o desenvolvimento de suspensão para o carro de competição na Fórmula SAE da Equipe Apuama Racing da Universidade de Brasília, bem como propor uma estratégia de competição baseada nos resultados das simulações no *software* ADAMS/Car. O intuito é que, a partir desse trabalho, a equipe possa ter um guia prático e simplificado para o projeto de suspensões.

O projeto da suspensão foi feito a partir das dimensões de um chassi pré-existente, que será utilizado no projeto da equipe para competição de 2011. Assim como o chassi, a suspensão está sujeita a um regulamento e a restrições de projeto que serão utilizadas durante sua execução.

## 2 – SUSPENSÃO AUTOMOTIVA

*Neste capítulo serão apresentadas as definições básicas de uma suspensão automotiva, bem como um breve histórico do seu desenvolvimento. No final desse capítulo encontra-se um estudo do Estado da Arte da modelagem de uma suspensão do tipo passiva.*

### 2.1 - DEFINIÇÃO DE SUSPENSÃO

Várias são as definições possíveis para uma suspensão automotiva. Das definições técnicas às populares pode-se citar algumas:

- Mecânica: A suspensão de um automóvel é um conjunto de peças que, transferindo para os eixos o peso de um veículo, tem a função de amortecer os solavancos devidos à irregularidade do terreno [1]
- A suspensão de um automóvel é o sistema responsável por absorver as irregularidades e impactos do solo, também serve para garantir que o pneu fique em permanente contato [2].
- A suspensão no automóvel é construída com vários componentes que integram um sistema muito eficiente para a geração de conforto, estabilidade e segurança na condução do automóvel [3].
- A função da suspensão de um veículo é maximizar o atrito entre os pneus e o solo, de modo a fornecer estabilidade na direção com bom controle e assegurar o conforto dos passageiros [4].
- A suspensão automotiva suporta o veículo nos seus eixos (Rajamani, 2005).
- Isolamento das forças transmitidas por excitação externa é a questão fundamental de qualquer sistema de suspensão (Guglielmino, 2008).

No fundo, todas as definições dizem o mesmo. Porém, é possível que surja alguma que por um pequeno detalhe seja mais completa. Entretanto, considera-se melhor ter uma gama de definições e cada indivíduo chegar a uma própria, do que fixar um conceito que possa ter interpretações diversas dependendo da experiência e necessidade. Por exemplo, a definição de uma suspensão automotiva para carros de passeio é, em vários pontos, diferente da definição para um carro de corrida. Dessa maneira, não iremos fixar nem utilizar somente uma definição padrão para suspensão automotiva.

## 2.2 - HISTÓRICO

A suspensão de um automóvel é um dos principais responsáveis pela segurança e pelo conforto do motorista e dos passageiros. Muito tem sido feito para que cada vez mais se tenha segurança ao dirigir, principalmente no que diz respeito à qualidade e inovação dos componentes desse sistema. Várias dessas inovações que aparecem nos carros de passeio são derivadas de tecnologias criadas e testadas para carros de corrida de alto desempenho.

Quando se trata de carros de competição de alto desempenho, um dos principais itens que afeta o carro é a suspensão. É ela, juntamente com a aerodinâmica do carro, que proporcionam o contato adequado com a pista, a dirigibilidade do automóvel durante as curvas e o controle necessário para que o piloto possa exigir o máximo da sua máquina.

Fazendo um comparativo histórico, os primeiros carros de competição utilizavam eixos maciços simples que ligavam uma roda à outra, com um sistema de amortecimento por feixes de molas e borrachas. Esse tipo de suspensão não é independente como os modelos atuais. Com a melhoria dos amortecedores a óleo, as suspensões ficaram melhores e proporcionaram mais conforto e desempenho aos carros. Os primeiros carros, claro os Ford, utilizavam suspensão por feixe de molas similares aos utilizados há muito tempo pelos romanos em suas bigas e nas carruagens. Mesmo existindo há algum tempo, as molas helicoidais só foram utilizadas nas suspensões na década de 1930, montadoras como General Motors e Chrysler passaram a adotar esse tipo de mola na suspensão frontal de alguns de seus carros.

Com o passar dos anos e com a necessidade cada vez maior de melhorar o desempenho dos veículos, os engenheiros das grandes montadoras e das grandes equipes de competição passaram a se aplicar um pouco mais no desenvolvimento de novos modelos de suspensão que pudessem melhorar os seus carros. Durante muito tempo, quando se falava em veículos de competição, pensava-se basicamente em motores cada vez mais potentes, porém percebeu-se um excelente ganho com pequenas alterações nos projetos de suspensão.

Atualmente, utilizam-se basicamente dois tipos de suspensão na maioria dos veículos, tanto de competição quanto de passeio. Um deles é o sistema McPherson Fig. (2.1) em que há uma bandeja inferior com dois pontos de fixação no chassi e um na manga de eixo da roda, um ponto de fixação imediatamente superior ao conjunto mola-amortecedor, e outro é ligado na barra de direção. Esse sistema, além de muito eficiente, provê um enorme ganho de espaço, proporcionando um bom volume para a área do motor e evitando que o carro fique muito largo. Uma das desvantagens desse sistema é que, devido ao seu projeto, praticamente não há ganho de *camber* quando a roda se desloca para cima. Isso resulta em grande perda de capacidade de realizar curvas, porque quando o chassi rola para cima da suspensão, a roda rola para um *camber* positivo.



**Figura 2. 1 - Suspensão McPherson [5]**

O outro tipo é conhecido como *double wishbone*, ou duplo A, Fig. (2.2). A forma dessa suspensão é exatamente como um A. É composta por dois braços triangulares, em que cada braço é fixado em dois pontos do chassi e um na manga de eixo que prende a roda. Há uma infinidade de combinações e disposições da mola e do amortecedor, na mais simples o conjunto mola-amortecedor é fixado no chassi e na extremidade do braço inferior. Esse tipo de suspensão é a mais utilizada em carros de competição, principalmente na categoria fórmula.

A princípio, os braços dessa suspensão eram projetados com o mesmo tamanho e paralelos ao solo. Já nesta configuração levavam grandes vantagens em relação aos outros modelos de suspensão independente. Entretanto, esse sistema tinha o mesmo problema de ganho de *camber* positivo quando ocorre rolagem do chassi. Com isso, percebeu-se que os projetos tinham que trabalhar com ganho de *camber* negativo para poderem ter mais qualidade e melhorar o desempenho dos carros nas curvas. Por essa razão, esta suspensão hoje é projetada com os braços de suspensão com tamanhos distintos, onde o superior é sempre menor.



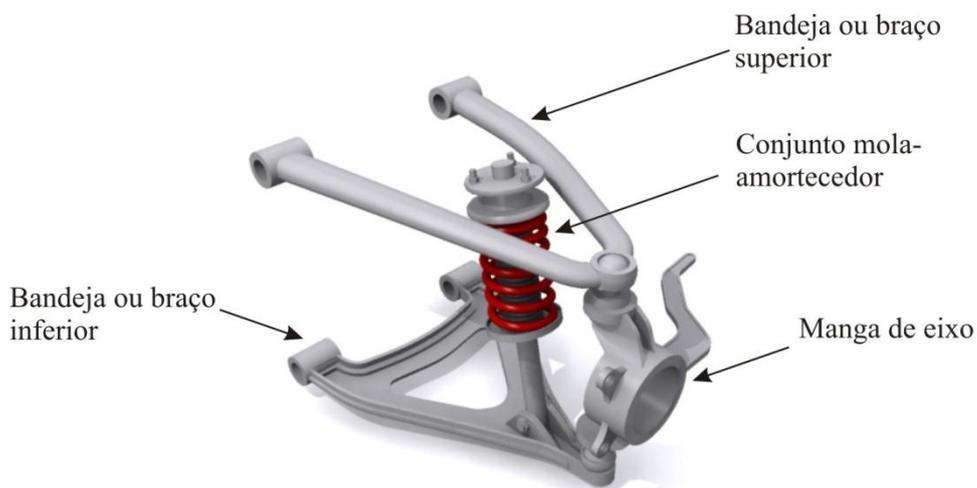
**Figura 2. 2 - Suspensão Double wishbone ou duplo A [6]**

## 3 – SUSPENSÃO DOUBLE A-ARM

*Uma suspensão automotiva é composta por elementos físicos que, em sua disposição, respeitam uma geometria a qual é responsável pelo conforto e segurança dos ocupantes, além de garantir ao veículo um desempenho adequado, considerando um determinado contexto de utilização. Neste contexto, o objetivo desse capítulo é descrever, de maneira geral, os principais componentes de uma suspensão automotiva do tipo double A-arm, suas vantagens e desvantagens, bem como descrever o procedimento adotado para o projeto deste tipo de suspensão aplicado a um carro de competição Formula SAE.*

### 3.1 – OS PRINCIPAIS COMPONENTES DA SUSPENSÃO

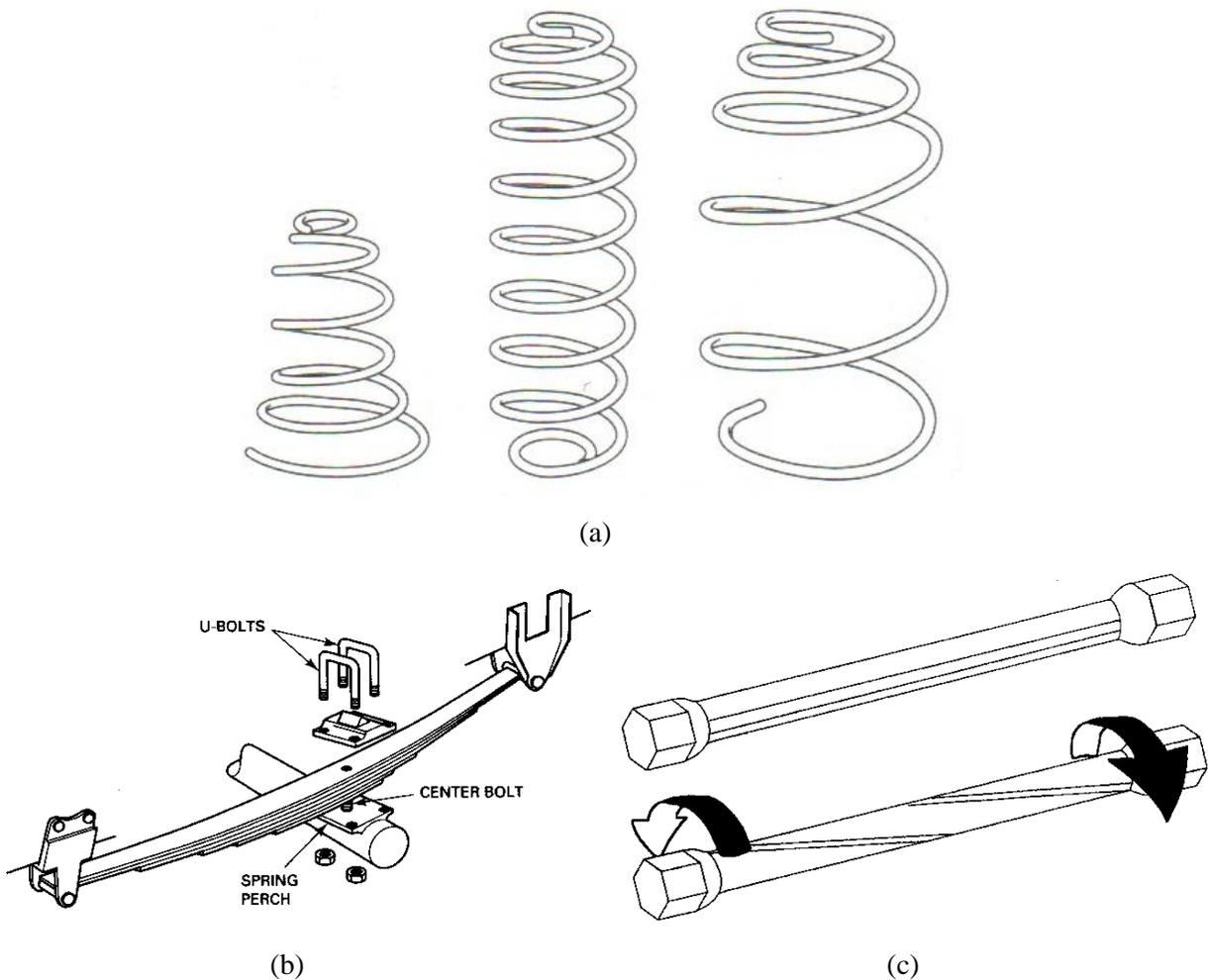
Em geral, as suspensões automotivas são compostas por elementos bem conhecidos como molas, amortecedores, braços de suspensão ou bandejas e a manga de eixo. A Figura 3.1 mostra uma suspensão *double A-arm* e seus principais componentes, que são apresentados sucintamente em seguida.



**Figura 3. 1 - Suspensão double a-arm [7]**

- *Molas*: são compostas basicamente por três tipos: molas helicoidais, barras de torção e feixes de molas. As molas helicoidais Fig. (3.2 - a) são comumente utilizadas em carros de passeio e

veículos leves. Em muitos casos, juntamente com a mola são utilizadas barras de torção Fig. (3.2 - c), que são barras de aço que conectam uma roda a outra ou diretamente no chassi e auxiliam a controlar a rolagem do carro. Já os feixes de molas Fig. (3.2 - b) são folhas de aço com comprimentos diferentes sobrepostas [8]. Independente da configuração ou do tipo, as molas têm uma função básica: armazenar energia, ou seja, em uma suspensão automotiva elas devem absorver os choques provocados pelas irregularidades das pistas (Alexander, 1991). Nesse trabalho serão utilizadas molas helicoidais.



**Figura 3. 2 - Tipos de mola: (a) Molas helicoidais; (b) Feixe de molas; (c) Barra de torção. (Halderman, 1996)**

- *Amortecedores*: os amortecedores têm a função de dissipar a energia armazenada pelas molas durante um percurso. Se um veículo tivesse somente molas, iria oscilar muito a ponto de deixar os ocupantes fisicamente debilitados. Além de controlar a oscilação, é responsável também por manter uma certa distensão da suspensão (distância mínima entre rodas e chassi), a fim de proporcionar um nível de oscilação para as condições da estrada e deixar as rodas com o maior contato possível durante o percurso [8]. (Dixon, 2007) mostra que, historicamente, a necessidade por amortecedores surge por causa dos movimentos de rolagem e oscilação da roda em função das manobras dos veículos e das irregularidades das estradas,

principalmente com o surgimento dos automóveis. Desde sua criação, os amortecedores vêm passando por várias evoluções em que as principais etapas são:

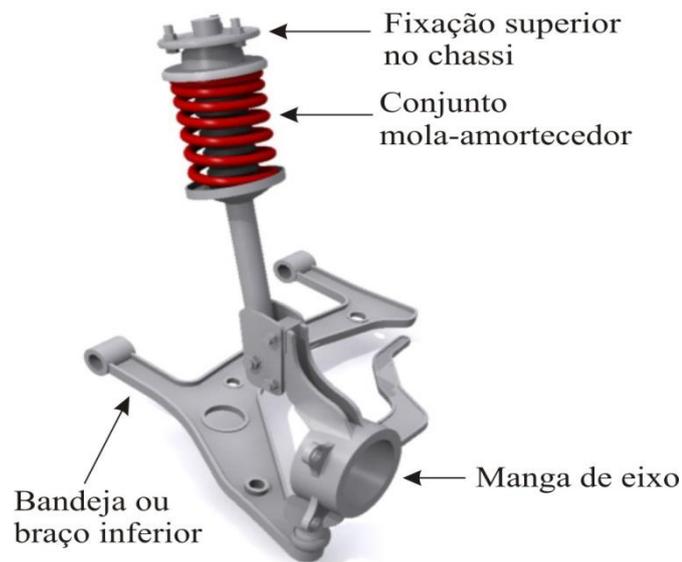
- Atrito seco ou retentores;
- *Blow-off hydraulics* ou sopro hidráulico;
- Hidráulico progressível;
- Ajustáveis (manualmente);
- Adaptáveis lento (alteração automática);
- Adaptáveis rápido (utilizados em suspensões semi-ativas);
- Magnetoreológico;

Nesse trabalho serão utilizados amortecedores do tipo hidráulico progressível ajustáveis Fig. (3.3), pois possuem excelente desempenho e são relativamente mais baratos.



**Figura 3.3 - Amortecedor hidráulico progressível ajustado da marca OHLINS [9]**

- *Braços de suspensão ou bandejas*: É a principal característica de diferenciação entre os tipos de suspensões independentes. A função dos braços é limitar o movimento da roda, para isso cada componente é responsável em restringir no mínimo um grau de liberdade (gdl). A utilizada nesse trabalho, a *double A-arm*, é composta por dois braços triangulares com dupla fixação no chassi e a outra fixação na manga de eixo. Esse tipo de suspensão é comumente encontrada em carros de competição ou de alto desempenho. No caso da *double A-arm*, cada braço restringe dois gdl, como são dois braços, tem-se o total de quatro restrições. Considerando que em um sistema cartesiano (três eixos  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ) tem-se seis gdl, para completar a quinta restrição, utiliza-se uma junta com a manga de eixo. Dessa maneira, só resta um gdl para a roda. O outro tipo de suspensão mais comum é a MacPherson, que é encontrada na maioria dos carros de passeio. No caso da MacPherson, a bandeja inferior restringe dois gdl, o conjunto mola-amortecedor montado na bandeja inferior e no chassi bloqueia mais um gdl e da mesma forma do anterior, o último gdl restrito é feito pela barra de direção.



**Figura 3.4 - Suspensão McPherson [10]**

- *Manga de eixo*: É responsável pela fixação da roda no sistema de suspensão Fig. (3.1) e Fig. (3.4), pela conexão com o sistema de direção e pelo suporte do sistema de frenagem. Além disso, é responsável também por algumas características geométricas como *camber*, *caster*, *kingpin angle* e outros que serão discutidos no próximo item.

A suspensão *double A-arm* é adotada no trabalho devido à facilidade de construção, por ser uma suspensão compacta, leve e de fácil ajuste.

## 3.2 – GEOMETRIA DE SUSPENSÃO

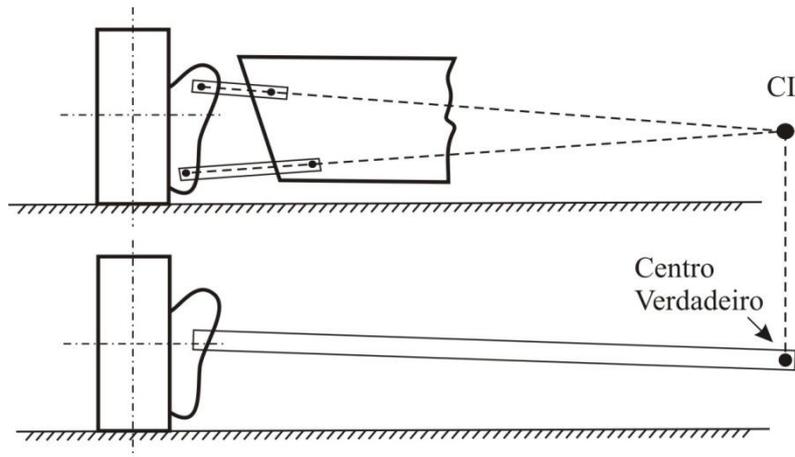
As relações geométricas influenciam diretamente no desempenho da suspensão e dirigibilidade do veículo. Essas relações determinam as forças a que os pneus/rodas serão submetidos, conseqüentemente, determinam todas as características geométricas do conjunto. A seguir, serão apresentadas as principais relações geométricas que compõem uma suspensão. A maioria dos termos utilizados estão em inglês e devido à dificuldade de uma tradução adequada, não são traduzidos.

A literatura de base para o desenvolvimento dos itens a seguir é Milliken & Milliken (1995). Quando necessário, outras referências são citadas.

### 3.2.1 - CENTRO INSTANTÂNEO

O Centro Instantâneo de Rotação é uma representação gráfica de um pólo formado pelo prolongamento dos links que compõem a suspensão em um instante qualquer. Como dito em 3.1, os links fornecem restrições de movimento a este subsistema. Quando prolongados, ao convergirem para um ponto, geram em um determinado instante um grau de liberdade de rotação momentâneo em torno deste pólo, denominado CI. Dessa maneira, define-se um ponto que representa o ponto de rotação do

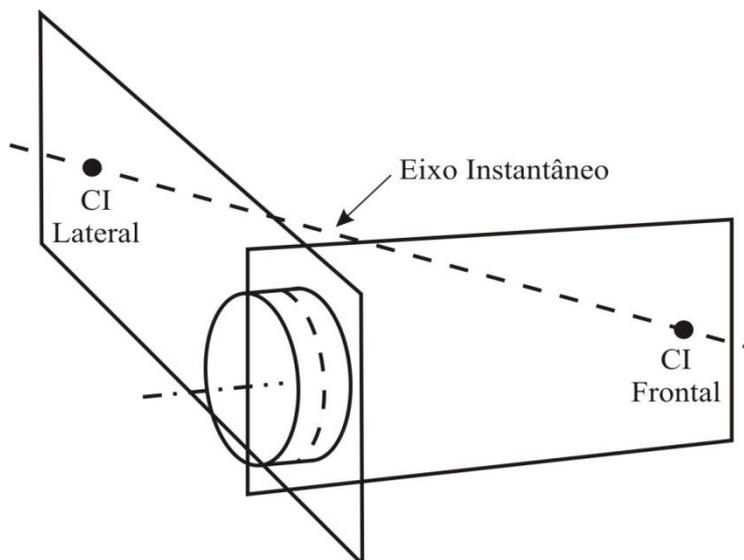
sistema de suspensão, conforme mostrado na Fig. (3.5). Este é um parâmetro importante, pois vários outros parâmetros básicos para o projeto de uma suspensão são derivados deste.



**Figura 3. 5 - Centro Instantâneo de rotação (Ref.: Milliken & Milliken, 1995)**

No projeto de suspensão é conveniente ter uma visão espacial do problema em duas vistas, frontal e lateral, obtendo, portanto, um sistema de duas dimensões. Nestes dois planos é possível verificar o posicionamento do CI em vista frontal e lateral, tendo que a união dos dois pontos fornece o eixo instantâneo de rotação, ou seja, o eixo em que, em um instante qualquer, ocorreria a rotação do corpo Fig. (3.6). Enfim, faz-se referência ao CI quando se trabalha com o sistema em duas dimensões, já o eixo instantâneo é considerado quando se considera o sistema em três dimensões.

A distância da projeção do CI na direção horizontal, até o eixo central da roda do veículo, é denominada comprimento do braço articulado. A distância da projeção do CI na direção vertical até o solo fornece a altura do CI.



**Figura 3. 6 - Eixo instantâneo (Milliken & Milliken, 1995)**

Sabe-se ainda que a geometria da suspensão de um veículo depende, em alguns aspectos, daquilo que se deseja priorizar em termos de *performance*. Em vista disto, para suspensões independentes como a deste trabalho é necessário estabelecer dois centros instantâneos, o frontal e o

lateral, a fim de estabelecer as propriedades básicas que vão caracterizar este subsistema. Para tanto, inicia-se pelo estudo da geometria do FVSA (*front view swing arm*) e em seguida da SVSA (*side view swing arm*). Os itens 3.2.2 e 3.2.3 tratam de cada uma destas geometrias.

Portanto, a localização do CI na vista frontal – FVSA permite a definição da variação do ângulo de *camber*, da altura do centro de rolagem relativamente ao solo e do *scrub motion* devido ao movimento vertical das rodas. A avaliação da vista lateral - SVSA permite controlar forças e movimentos relativos ao *anti-lift*, *anti-dive/squat* e a taxa de variação de *caster*.

### 3.2.2 - GEOMETRIA DO FVSA

#### 3.2.2.1 - ALTURA DO CENTRO DE ROLAGEM

Uma vez definidos os CI's através do prolongamento dos links que formam as bandejas, item 3.2.1, cria-se uma linha auxiliar que liga o centro do contato do pneu com o solo ao CI frontal. Isso é feito para os dois lados, segundo o seguinte critério: centro de contato esquerdo com o CI da esquerda, e centro de contato direito com o CI da direita. Dessa maneira, onde essas linhas se interceptarem tem-se o centro de rolagem relativo ao solo. Sua altura é medida na vertical conforme Fig. (3.7)

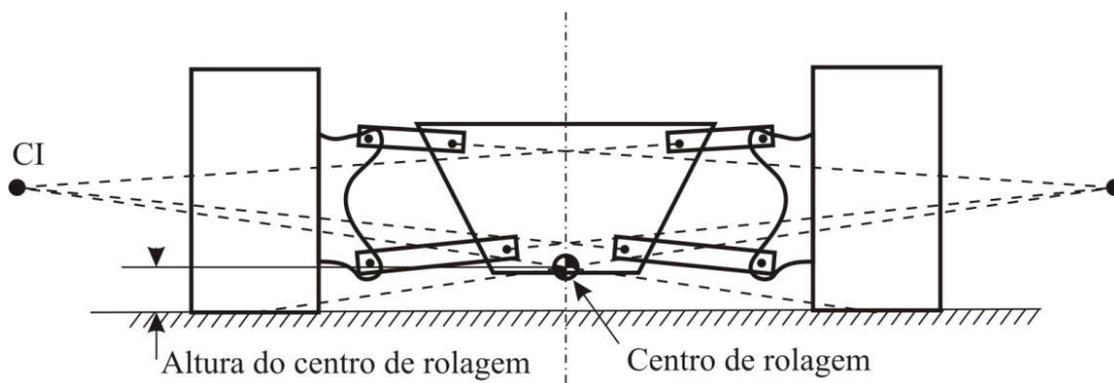


Figura 3. 7 - Construção do centro de rolagem (Milliken & Milliken, 1995)

O centro de rolagem estabelece o ponto de acoplamento das forças entre as massas suspensas e não suspensas. Quando o carro faz uma curva, a força centrífuga aplicada no centro de massa tem reação nos pneus. Essa força lateral pode ser levada ao centro de rolagem, sendo representada pela força e seu momento. Quanto mais alto o centro de rolagem (mais próximo do CG), menor o momento de rolagem transmitido e ocorre a transferência de forças para os pneus, em que parte dessa força é lateral. Isso faz com que haja uma redução na tração e causa o chamado efeito *jacking*. Se o centro de rolagem estiver mais próximo do solo, ou abaixo, ocorre a transferência de peso da massa suspensa para as molas e barras como força vertical, (Alexander, 1991).

### 3.2.2.2 - TAXA DE VARIAÇÃO DO ÂNGULO DE CAMBER

A taxa de variação de *camber* é função somente do comprimento do *fvsa* Fig. (3.8) e é definido como sendo a variação da inclinação da roda (variação de *camber*) por mm, ou polegada, de curso da roda, o qual é diferente do conceito de *camber* estático (ou alinhamento), e será explicado na seção 3.3.4.1. Quanto maior o comprimento do *fvsa* (em mm) menor é a variação de *camber*, de acordo com a Eq. (3.1).

$$\text{Variação do ângulo camber} = \arctan\left(\frac{1}{\text{comprimento do fvsa}}\right) \quad \text{Eq. 3.1}$$

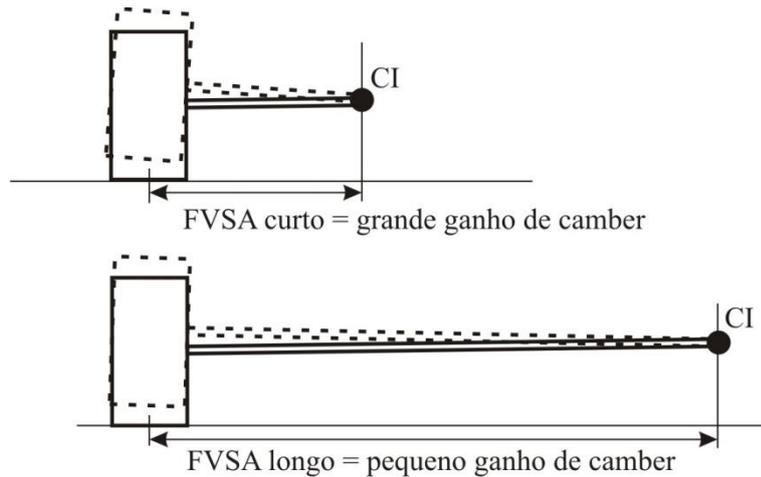


Figura 3. 8 - Variação de *camber* (Milliken & Milliken,1995)

### 3.2.2.3 – SCRUB

Outra variável da vista frontal é o *scrub* da roda, que consiste em um movimento lateral desta relativamente ao solo, o que resulta no movimento vertical dos pneus. O *scrub* é função do tamanho dos braços de controle da suspensão e da altura do CI em relação ao solo. Quando o CI está em qualquer posição que não seja a do nível do solo há o aumento do *scrub*.

Em uma superfície rugosa ou ondulada o trajeto do pneu não é uma linha reta se houver *scrub* Fig. (3.9). Quantidades significativas de *scrub* introduzirão velocidade lateral, que adicionado à velocidade frontal, mudará o ângulo de escorregamento do pneu (*slip angle*). Esse efeito prejudica a dirigibilidade e a estabilidade do carro tanto nas retas, quanto nas curvas.

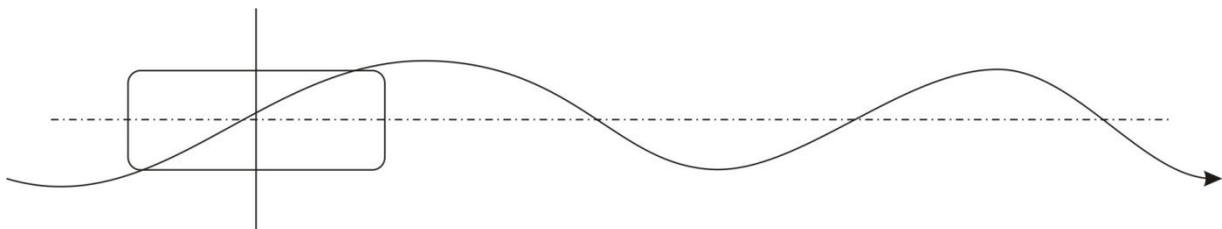


Figura 3. 9 - Percurso do pneu em uma pista irregular com grande quantidade de *scrub* (Milliken & Milliken, 1995)

### 3.2.3 - GEOMETRIA SVSA

O *svsa* controla os movimentos e forças na direção longitudinal do veículo. Os parâmetros típicos de controle são: *anti-dive*, *anti-lift*, *anti-squat*. O *svsa* pode admitir posições à frente (ou atrás) e acima (ou abaixo) do centro da roda (*wheel center*), para suspensões independentes dianteiras e traseiras. Em geral, o centro instantâneo se localiza atrás e acima do centro da roda nas suspensões dianteiras, e atrás e acima do centro da roda para a maioria das suspensões traseiras.

#### 3.2.3.1 - EFEITOS “ANTI”

Os efeitos “anti” em uma suspensão descrevem a relação das forças longitudinais e verticais entre as massas suspensa e não suspensa. Desta maneira, calculam-se os efeitos “anti” para estimar o comportamento do carro sobre situações de aceleração e frenagem. A transferência total de cargas longitudinais sob ação de aceleração ou frenagem é função dos parâmetros:

- Distância entre eixos ( $l$ );
- Altura do centro de gravidade ( $h$ );
- Força de frenagem ou aceleração:  $(\text{massa do carro}) \times (a_x/g)$ ;

O *anti-dive*, ou anti-mergulho, reflete a situação em que as molas, juntamente com a estrutura da suspensão, reagem a uma frenagem. Se uma suspensão tem 100% de *anti-dive*, toda a força longitudinal é transferida para os braços da suspensão, ou seja, nenhuma carga é transferida para as molas. No entanto, se o projeto previr 0% de *anti-dive* toda a força é transferida para as molas e nenhuma carga para a estrutura. O *anti-lift* ocorre na suspensão traseira na situação de frenagem, quando ocorre o levantamento da suspensão. Um *anti* de 0% é obtido quando  $\phi_F$  Fig. (3.10) e  $\phi_R$  Fig. (3.11) são iguais a zero.

Utiliza-se o valor do ângulo de *anti-dive* como um dos parâmetros para o cálculo da altura do CI lateral, o qual pode ser obtido de duas maneiras. Na primeira, estima-se um valor desejável para esse efeito em função do ângulo  $\phi_F$  (Fig. 3.10), e em função de uma altura desejável para o *svsa* obtêm-se uma altura desejada do CI. Dessa maneira, obtêm-se os pontos de ancoragem da suspensão no chassi de maneira reversa à apresentada na seção 3.2.1.

Na segunda maneira, parte-se dos pontos de ancoragem, com o prolongamento da linha que liga esses pontos e estima-se o CI e, assim, chega-se ao valor de  $\phi_F$ . O processo escolhido nesse projeto foi o segundo em função das dimensões do chassi já existente. Os detalhes da vista lateral, das dimensões e dos cálculos encontram-se no Capítulo 4, em que se faz o detalhamento do projeto preliminar da suspensão adotada.

Os métodos de cálculo dos efeitos apresentados acima foram baseados na interpretação da metodologia utilizada por Milliken e Milliken, 1995, por entender que a maneira apresentada é mais simples, de fácil entendimento e, devido à metodologia que será apresentada nesse capítulo, pode proporcionar uma maior compreensão dos efeitos causados pela sua alteração.

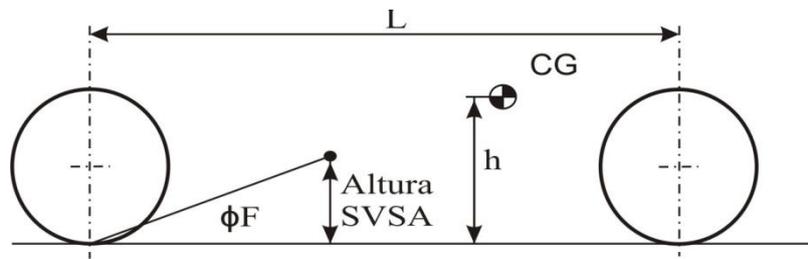


Figura 3. 10 - Ângulo *anti-dive* (Milliken & Milliken, 1995)

Para a traseira tem-se ainda o parâmetro *anti-squat* que é a reação da suspensão traseira à aceleração. Para seu cálculo utiliza-se o CI obtido pelo prolongamento das linhas que ligam os pontos de fixação da suspensão traseira. Desenha-se uma linha que vai do ponto de contato do pneu até o CI traseiro. Assim, temos o ângulo  $\phi_R$  que é utilizado para calcular o percentual de *anti-squat* Fig. (3.11).

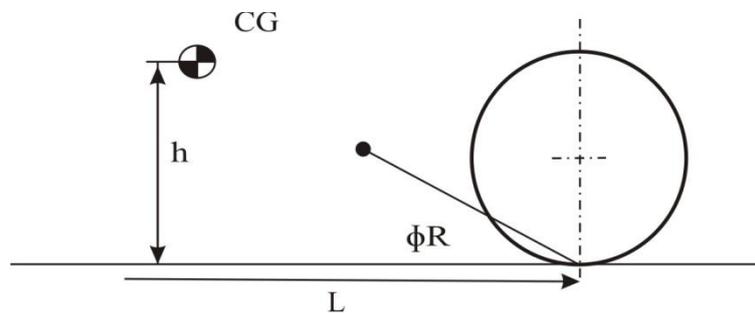


Figura 3. 11 - Ângulo *anti-squat* (Milliken & Milliken, 1995)

O *anti-lift* também depende do ângulo  $\phi_R$ . Esse parâmetro é a reação da traseira do carro a situações de frenagem. No momento que o carro é submetido a uma frenagem a dianteira tende a mergulhar de encontro ao solo (*anti-dive*), portanto, a traseira tende a levantar. O quanto a suspensão reage a essa situação é função do ângulo  $\phi_R$  e sua interpretação é feita do mesmo jeito que é feito para o *anti-dive*, ou seja, quanto maior o valor do *anti-lift*, maior a força de reação exercida pelos braços da suspensão.

### 3.2.3.2 - TAXA DE VARIAÇÃO DE CASTER

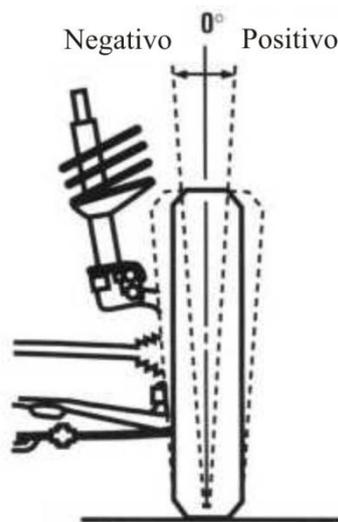
Assim como a variação do *camber* na vista frontal, a variação de *caster* é puramente função do comprimento do *svsa*. Mais detalhes sobre *caster* e as conseqüências da variação desse item serão vistos na seção 3.2.4.

## 3.2.4 - GEOMETRIA DE ALINHAMENTO

### 3.2.4.1 – CAMBER

A primeira e mais conhecida relação de geometria de alinhamento é chamada de *camber*, ou popularmente conhecida por *camagem*. O ângulo de *camber* é a inclinação da roda em relação à vertical numa vista frontal do veículo. Quando a parte superior da roda está inclinada na direção do

chassi o ângulo é convencionado como negativo. De maneira contrária, quando a parte superior da roda está inclinada na direção oposta, o ângulo é positivo (Fig. 3.12)



**Figura 3. 12 – Ângulo de *Camber* [11]**

Esse ângulo é responsável por vários itens relacionados ao desempenho dinâmico do veículo, principalmente em curvas. Ele é responsável pelo maior contato do pneu com o solo em curvas, causando assim um pior controle do carro em trechos retilíneos caso o ângulo seja grande. Quando o carro entra em uma curva, ocorre a rolagem do chassi e isso faz com que as rodas inclinem na direção oposta à curva, causando assim um aumento do *camber* positivo e reduz o contato do pneu, deixando o carro menos estável (Alexander, 1991).

A melhor maneira de saber se a inclinação imposta está adequada é medindo a temperatura do pneu após algumas voltas. Essa medida é feita tomando-se a temperatura em uma linha ao longo da face de contato do pneu. Em geral, o máximo utilizado é por volta de 3 graus de inclinação negativa. Caso seja maior, irá causar perda na dirigibilidade, pois o pneu levará mais tempo para tornar-se plano na pista após entrar em uma curva (Alexander, 1991).

#### **3.2.4.2 - ÂNGULO DO PINO MESTRE OU ÂNGULO *KINGPIN***

Esse ângulo é medido pela inclinação da linha que liga os pontos externos dos braços de suspensão superior e inferior, ou seja, o eixo de rotação de direção da roda na vista frontal. Pode-se ainda compreendê-lo como sendo o ângulo formado pelo eixo de esterçamento da roda ao cortar a pista e uma linha vertical à pista passando por esta intersecção (Fig. 3.14). Trata-se do eixo principal de rotação da roda no sistema de direção do veículo, ou seja, quando o volante é girado a roda irá mudar de direção girando sobre esse eixo Fig. (3.13) e Fig. (3.14).

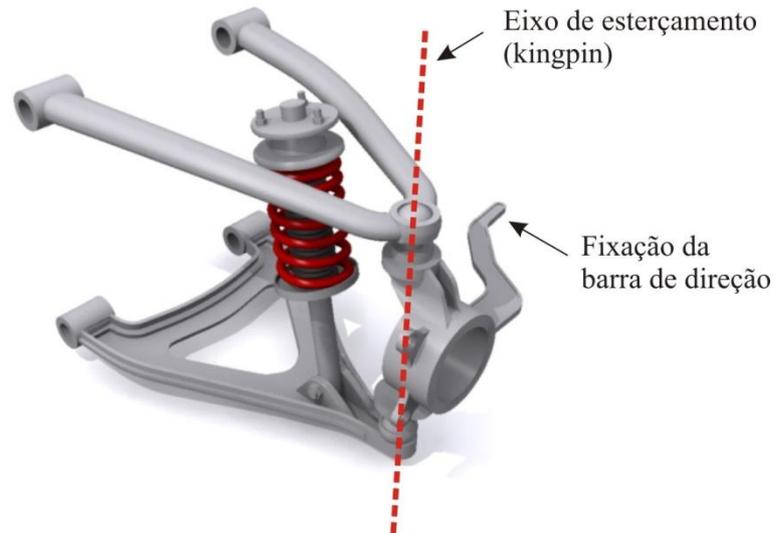


Figura 3. 13 - Eixo *kingpin* e localização da barra de direção [12]

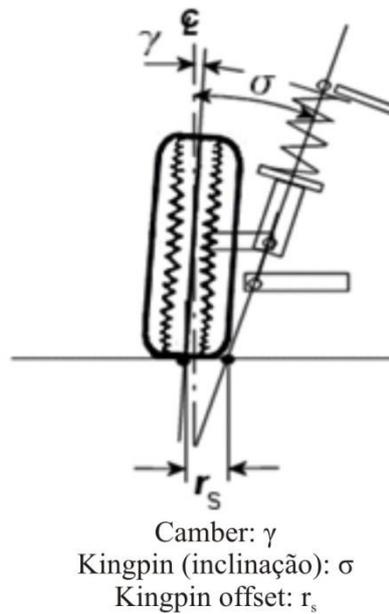


Figura 3. 14 – Ângulo *kingpin*, *kingpin offset* e *camber* – vista frontal. [13]

Quando se utiliza tração traseira, como nos casos dos carros de corrida, é comum utilizar ângulos de *kingpin* menores que  $8^\circ$ . Esse ângulo afeta o desempenho do carro quando as rodas estão esterçadas, deve-se deixar bem claro que, quanto maior esse ângulo, mais o carro é levantado quando esterçado (Milliken & Milliken, 1995).

### 3.2.4.3 - CASTER

O *caster* é a inclinação da linha, medida em relação à vertical, que liga os pontos externos dos braços superiores e inferiores da suspensão na vista lateral Fig. (3.14). Outra forma de definir o *caster* é como sendo a inclinação do *kingpin* com a vertical na vista lateral. O *caster* é dito positivo se sua inclinação for para a parte traseira do carro e, ao contrário, é dito negativo se sua inclinação for para a parte dianteira.

O *caster* positivo tende a manter a roda em uma linha reta enquanto o veículo se desloca para frente, ou seja, melhora sua estabilidade em retas. Isso ocorre devido à inclinação do seu eixo de esterçamento e ao *caster*, pois ao prolongar essa inclinação até o solo tem-se uma distância em relação ao centro de contato do pneu, chamada de trilha Fig. (3.14). Quanto maior a trilha causada pelo *caster*, maior é o braço de momento em relação ao eixo de esterçamento. Devido a isso o *caster* possui uma relação direta com o auto-alinhamento do pneu e, conseqüentemente, quanto maior for o ângulo de *caster*, maior é a força necessária para se fazer uma curva (Alexander, 1991).

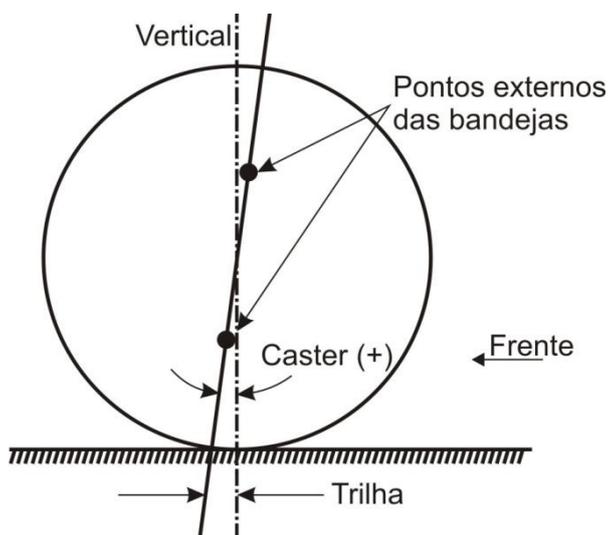
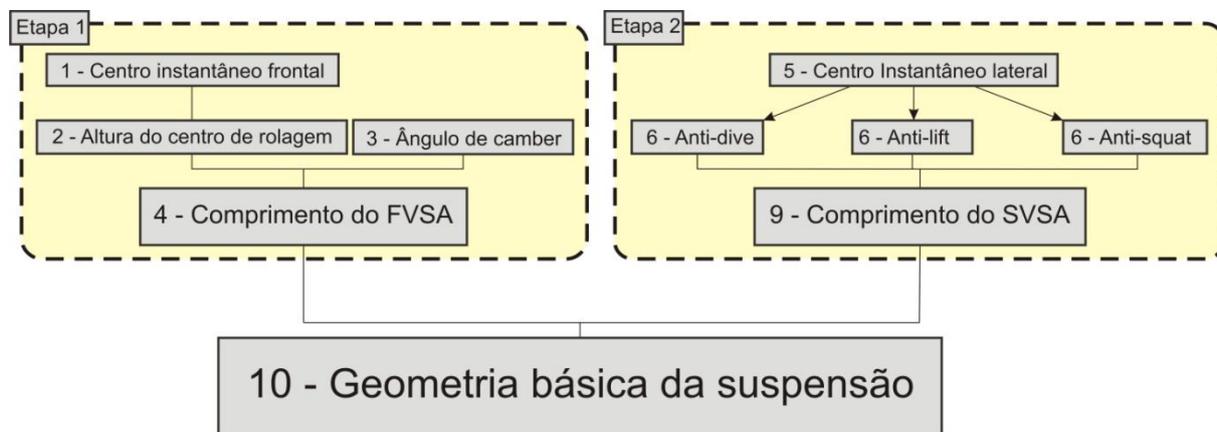


Figura 3. 15 - *Caster* e a trilha devido à sua inclinação

## 3.3 - PROJETO DA GEOMETRIA BÁSICA DA SUSPENSÃO

A proposição inicial do projeto de suspensão baseou-se, principalmente, em (Milliken & Milliken, 1995), em que a metodologia que será apresentada é uma interpretação da existente nessa referência. Isso foi feito para tornar o projeto mais intuitivo, para que o leitor, ao se basear na metodologia desse texto possa, de maneira iterativa, compreender melhor os efeitos de cada parâmetro e suas influências no comportamento do veículo. O novo projeto de chassi do veículo, para a etapa de 2011, também é um fator limitante, visto que há várias restrições quanto ao tamanho e disposição específica de algumas barras estruturais do chassi conforme estabelecido em regulamento [14].

A seguir é apresentado um fluxograma desenvolvido para esse trabalho que mostra, de maneira geral, como se obter a geometria básica de uma suspensão independente do tipo *double A-arm*, Fig (3.16).



**Figura 3. 16 – Metodologia do projeto de suspensão adotada no trabalho**

Como já citado na seção 3.2.3.1, há duas maneiras de se iniciar o projeto da suspensão considerando a vista lateral, pelo valor do ângulo de *anti-dive* ou pelas localizações dos pontos de ancoragem da suspensão. O mesmo pode ser afirmado considerando a vista frontal, em que pode iniciar o projeto pelos pontos de fixação ou pelo CI frontal e seus derivados. Considerando a vista frontal, primeiramente parte-se da altura do centro de rolagem e do ângulo de *camber* desejados, com isso, obtém-se o centro instantâneo e assim os pontos de ancoragem no chassi (Milliken & Milliken, 1995). A segunda maneira, a qual foi utilizada nesse trabalho é uma interpretação da metodologia sugerida em (Milliken & Milliken, 1995), será detalhada nos tópicos seguintes e terá como base o processo iterativo mostrado nas Fig. (3.17) e (3.19). Os critérios de partida e de decisão de cada tópico serão também apresentados a seguir.

### 3.3.1 – PROJETO DA VISTA FRONTAL

O projeto da vista frontal adotada nesse trabalho foi baseada na metodologia apresentada na Fig. (3.16), onde cada uma das etapas e dos critérios encontram-se detalhados nessa seção.

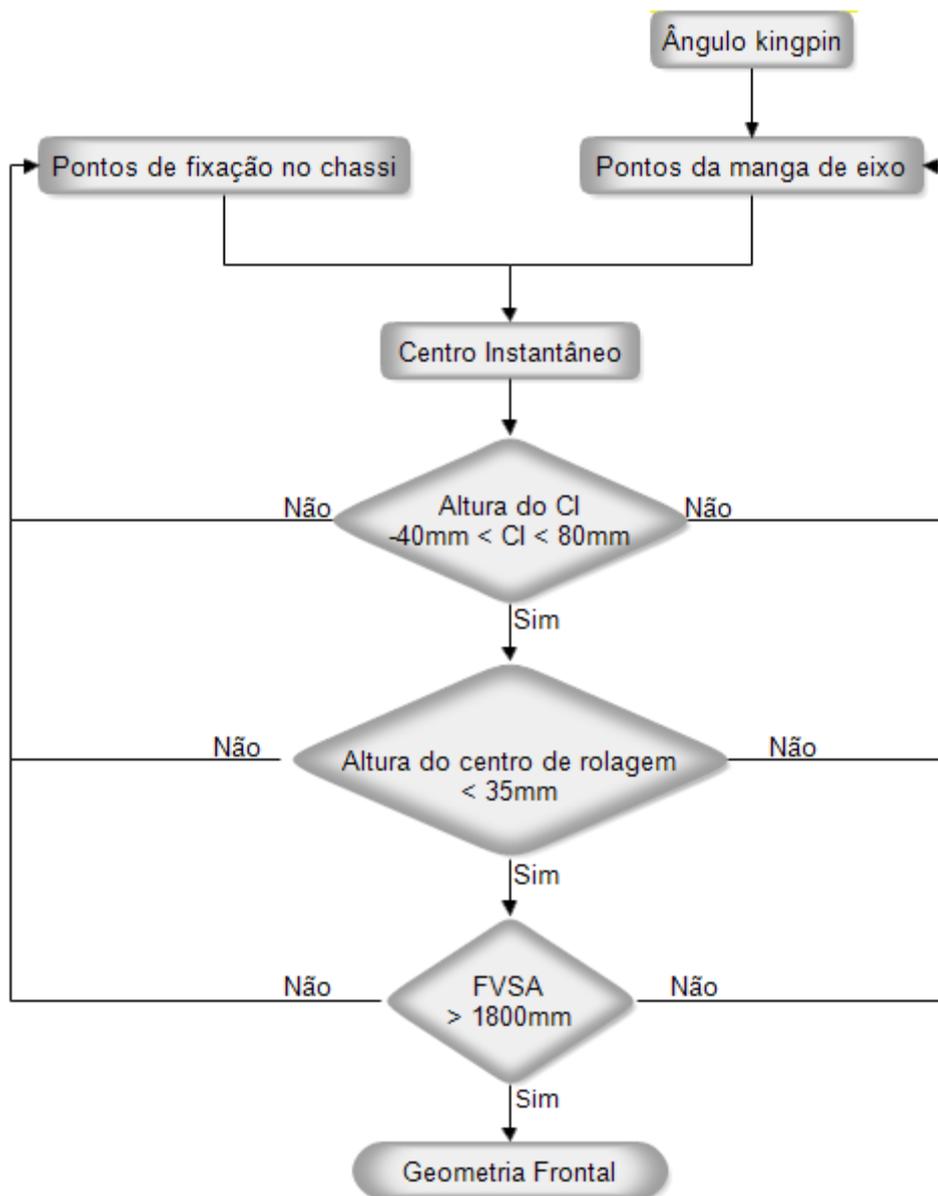


Figura 3. 17 – Diagrama de blocos para projeto geometria da vista frontal

### 1. Ângulo *kingpin*

O valor do ângulo de *kingpin* deve ser definido no começo do projeto da vista frontal, pois esse valor determina o eixo de rotação da direção do carro, ou seja, os dois pontos de fixação da manga de eixo. Como dito previamente, esse valor deve ser abaixo de  $8^\circ$  para veículos com tração traseira.

### 2. Pontos de ancoragem e pontos da manga de eixo

Partindo das dimensões do chassi Fig. (3.18), estimam-se os pontos iniciais de ancoragem da suspensão dianteira. Essa etapa é feita colocando-se os braços de maneira que não fiquem paralelos, pois o CI é derivado da intersecção do prolongamento dessas duas linhas, que conectam os pontos 1 ao 3 e 4 ao 6 Fig. (3.18), como já dito anteriormente. Deve-se observar também, que o carro deve ter uma altura mínima em relação ao solo estabelecido pelo regulamento da competição [14] em 50,4mm (2

pol.). Para os pontos da manga de eixo foram levadas em consideração a angulação do *kingpin* e as dimensões da roda (Roda 13", diâmetro interno 300mm).

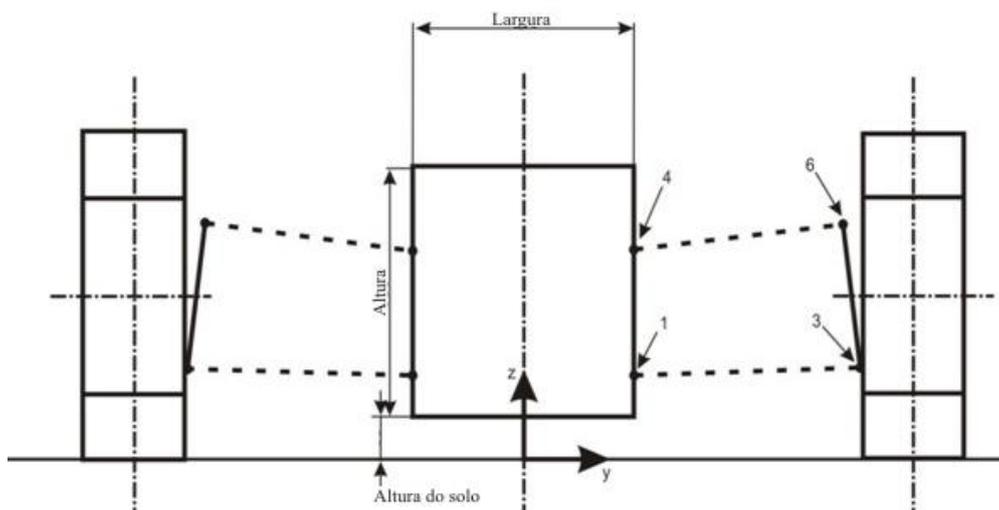


Figura 3. 18 – Localização dos pontos de ancoragem da suspensão na vista frontal.

### 3. Centro Instantâneo

Nessa etapa é definida a intersecção dos links a fim de determinar o CI com base nos pontos de fixação dos braços da suspensão Fig. (3.5).

### 4. Altura do CI

A definição da altura do CI é feita com base no *scrub*, pois de acordo com essa altura poderá haver mais ou menos *scrub* das rodas dianteiras. É um critério de difícil definição, pois qualquer variação mínima na locação dos pontos da suspensão pode haver uma grande diferença na altura do CI. Com isso, foi estabelecido para esse projeto o intervalo de 40 mm abaixo do solo a 80 mm acima do solo.

Esses valores foram obtidos a partir da interpretação do que seria um valor desejável para a altura do CI. Cabe salientar que esse parâmetro pode influenciar positivamente, melhorando a performance do veículo em alguns aspectos, mas pode vir a prejudicar outros. Por exemplo, pode ser desejável um centro de rolagem mais alto próximo do centro de gravidade (CG) do veículo, reduzindo o momento de rolagem, mas ao fazer isso, aumenta-se o valor do *scrub*, que prejudica muito a dirigibilidade do veículo em retas.

### 5. Altura do centro de rolagem

A altura do centro de rolagem Fig. (3.7) resulta da definição da altura do CI frontal. Os efeitos resultantes da altura do centro de rolagem estão relacionados com a distância deste ao centro de gravidade do veículo. Dessa maneira, deve-se tentar mantê-lo o mais próximo possível do CG. Como o CG do carro foi estimado e, não precisamente calculado, não há precisão quanto à localização desse termo. Assim, o compromisso dessa decisão é deixar o centro de rolagem com a distância em relação ao solo limitada em 35mm, devido à escolha de deixar o CI mais baixo possível.

Com essa altura o carro rolará mais nas curvas e tenderá a ter o comportamento descrito na Tab. (3.1) e Tab.(3.2). Essa tabela também mostra o comportamento do carro com o centro de rolagem mais distante do solo.

**Tabela 3. 1 - Efeitos da altura do centro de rolagem frontal [15]**

<b>CENTRO DE ROLAGEM FRONTAL</b>	<b>EFEITOS</b>
<b>Baixo</b>	Mais aderência em aceleração Resposta mais lenta Melhor em pistas planas com alto <i>grip</i> e curvas de alta velocidade Maior transferência de peso para a frente
<b>Alto</b>	Menos aderência com aceleração Resposta mais rápida Menor transferência de peso para frente Usado em condições com alto <i>grip</i> para evitar força de rolagem Usado em pistas com rápidas mudanças de direção

**Tabela 3. 2 – Efeitos da altura do centro de rolagem traseiro [7]**

<b>CENTRO DE ROLAGEM TRASEIRO</b>	<b>EFEITOS</b>
<b>Baixo</b>	Maior aderência em aceleração Maior transferência de peso na traseira Menor <i>grip</i> em pouca frenagem Usado para o controle da força de rolagem na entrada das curvas (aumenta o <i>grip</i> traseiro) Usado em condições de baixa aderência
<b>Alto</b>	Menos aderência com aceleração Carro mais difícil de pilotar Usado em condições com alto <i>grip</i> para evitar força de rolagem Usado em pistas com rápidas mudanças de direção

## **6. FVSA (*Front View Swing Arm*)**

O comprimento do FVSA Fig. (3.8) influencia o quanto de *camber* se ganha no movimento da suspensão. Quanto maior seu comprimento, menor o ganho de *camber* e vice-versa. Dessa maneira, estabeleceu-se o valor mínimo para o comprimento do FVSA em 2000 mm a partir do centro do carro, dessa maneira os braços da suspensão não ficam tão inclinados e o consegue-se uma baixa taxa de variação de *camber*.

### 3.3.2 – PROJETO DA VISTA LATERAL

O projeto da vista lateral adotada nesse trabalho foi baseada na metodologia apresentada na Fig. (3.16).

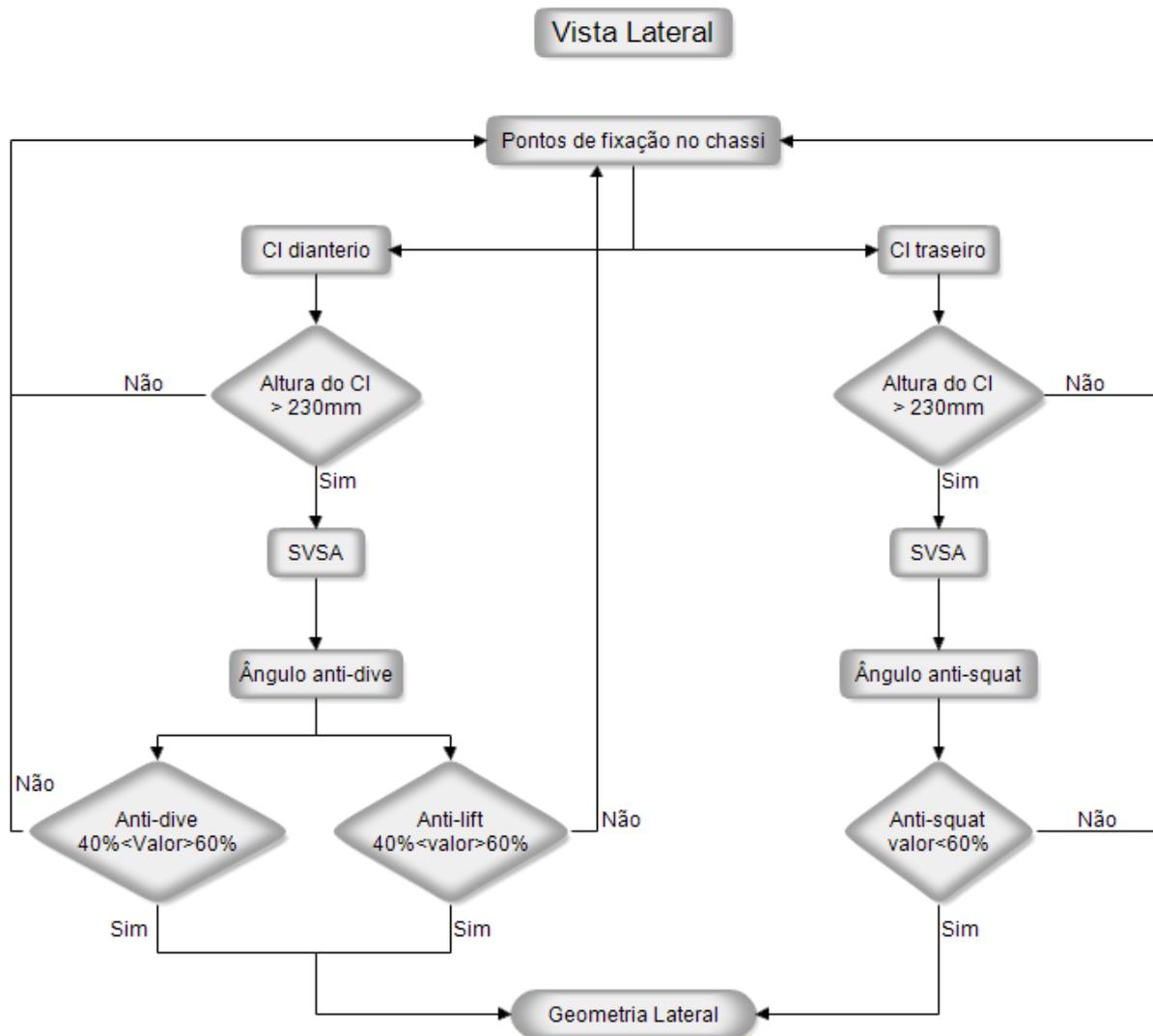


Figura 3. 18 – Diagrama de blocos para o projeto da geometria da vista lateral

#### 1. Pontos de fixação do chassi

Para a geometria lateral o projeto inicia-se com a localização dos pontos de fixação da suspensão no chassi. Esses pontos vão determinar todos os outros parâmetros necessários, para isso devem ter uma inclinação mínima para que se possa gerar o CI lateral e deve-se analisar a estrutura do chassi para a possível ancoragem. Os pontos 2 e 5 mostrados na Fig. (3.19) devem ter a coordenada Z inferior às coordenadas dos pontos 1 e 4 para que se possa gerar o CI para dentro do carro.



Figura 3.19 - Pontos de fixação da suspensão na vista lateral

## 2. Centro Instantâneo dianteiro e Centro Instantâneo traseiro

Os CI são obtidos da mesma maneira, tanto para a dianteira quanto para a traseira. Deve-se fazer linhas que liguem os pontos 1 ao 2 e 4 ao 5 e o prolongamento dessas linhas gerarão o CI (Milliken & Milliken, 1995).

## 3. Altura do Centro Instantâneo

O CI deve ter altura suficiente para não ficar próximo ao solo, geralmente ele é encontrado pouco abaixo ou acima do centro da roda. Dessa maneira, estabeleceu-se como critério uma altura do CI de, no mínimo, 220mm.

## 4. SVSA (*Side View Swing Arm*)

O SVSA é obtido pela projeção do CI no solo. A distância dessa projeção ao centro da roda é o comprimento do *svsa*. Esse comprimento será utilizado para o cálculo dos ângulos “anti”.

## 5. Ângulos *Anti-dive*, *Anti-lift* e *Anti-squat*

Os ângulos são calculados segundo as Fig. (3.10) e Fig. (3.11).

## 6. Efeitos *Anti-dive*, *Anti-lift* e *Anti-squat*

Esses efeitos são calculados segundo as Eq. (3.2), Eq. (3.3) e Eq. (3.4). Os valores de decisão desses parâmetros estão entre 40 e 60%, pois não sobrecarregam os braços da suspensão e faz com que esses efeitos sejam reagidos pelas molas do sistema.

$$\%Anti-dive = (\%Frenagem\ dianteira) \times \tan(\phi_F) \times \left(\frac{l}{h}\right) \quad \text{Eq. 3.2}$$

$$\%Anti-lift = (\%Frenagem\ traseira) \times \tan(\phi_R) \times \left(\frac{l}{h}\right) \quad \text{Eq. 3.3}$$

$$\%Anti-squat = \frac{\tan(\phi_R)}{\frac{h}{l}} \times 100 \quad \text{Eq. 3.4}$$

onde,  $h$  é altura do CI lateral e  $l$  é a distância entre eixos.

O projeto inicial da suspensão, descrito neste capítulo, será modelado e simulado no MSC ADAMS. No próximo capítulo, serão apresentados os resultados das etapas do projeto, bem como todos os parâmetros e dados necessários para construção da geometria nos softwares citados.

## 4 – MODELAGEM DA SUSPENSÃO

*Seguindo a metodologia e os critérios apresentados no Capítulo 3, obteve-se o modelo de suspensão para o veículo de competição da Equipe Apuama Racing. Todas as etapas do processo de projeto da suspensão estão descritas nesse capítulo.*

### 4.1 – REQUISITOS DE PROJETO

Os requisitos de projeto da suspensão do Fórmula SAE são baseados no regulamento da competição [16] e são os seguintes:

- O veículo deve ter o *cockpit* aberto e ser do tipo *open-wheeled*, ou seja, sem para-lamas;
- A distância mínima entre eixos deve ser de 1525mm, com a largura dos eixos não inferior a 75% do maior eixo;
- O projeto deve ser feito de tal modo que nenhuma parte além dos pneus esteja em contato com o solo;
- As rodas devem ter no mínimo oito polegadas de diâmetro (203,2mm);
- A suspensão deve ter o curso mínimo de duas polegadas (50,4mm), uma polegada em *bump* e uma polegada em *rebound*;
- O tamanho e os tipos de pneu são liberados;
- O sistema de direção deve afetar pelo menos duas rodas;

### 4.2 – SUSPENSÃO DIANTEIRA

#### 4.2.1 – VISTA FRONTAL

Para o projeto da suspensão dianteira do carro de competição da Apuama Racing, tomaram-se como base as dimensões do chassi conforme mostrado na Fig. (4.1) e Fig (4.2). As coordenadas dos pontos da Fig. (4.1) estão descritas na Tab. (4.1). Essas dimensões obedecem ao critério inicial em que o ângulo de *kingpin* deve ser menor que  $8^\circ$  (Milliken e Milliken, 1995). De acordo com essas coordenadas Tab. (4.1) esse valor é de  $6,48^\circ$ . Esse valor é calculado de acordo com a seção 3.2.4.2 por meio da medição direta do desenho técnico da suspensão, assim como todas as dimensões que foram obtidas para esse trabalho. Todas as unidades das dimensões encontradas nas figuras, bem como as das tabelas, são dadas em milímetros.

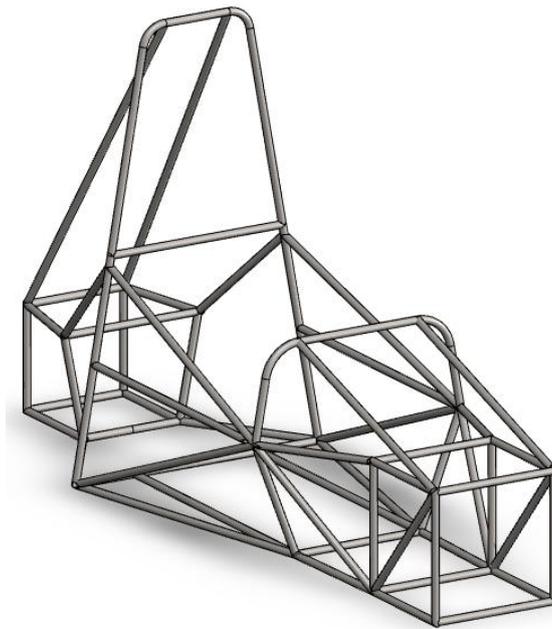


Figura 4.1 – Chassi do projeto 2011 da Equipe Apuama

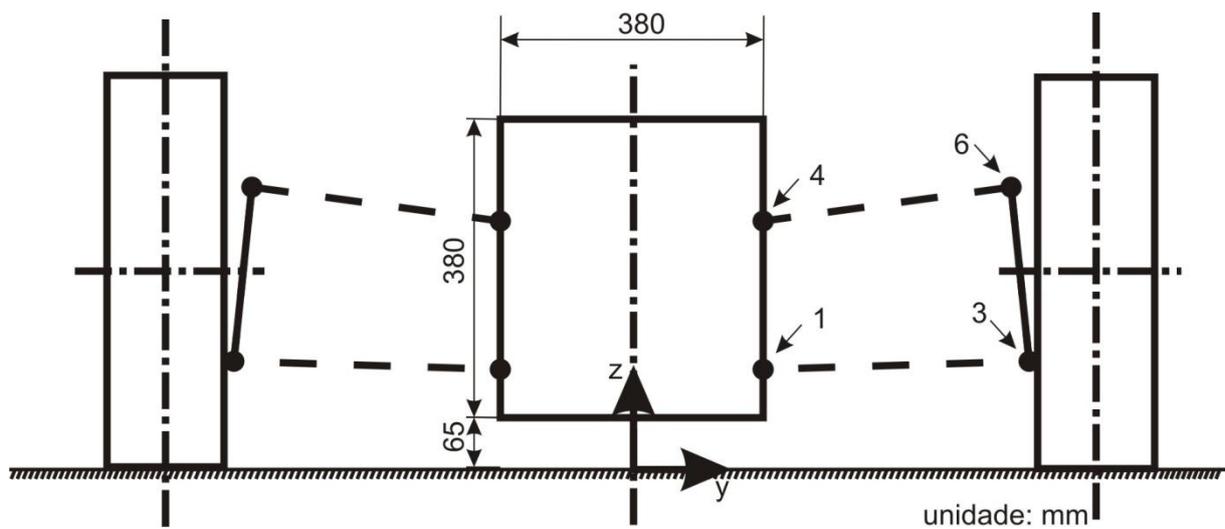


Figura 4.2 – Dimensões do chassi e pontos de localização da suspensão

Tabela 4.1 - Coordenadas iniciais dos pontos da suspensão dianteira

Ponto	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	0,00	190,00	130,00
3	150,00	580,00	140,00
4	0,00	190,00	320,00
6	175,00	555,00	360,00

O CI e a altura do centro de rolagem do projeto são mostrados na Fig. (4.3). O centro de rolagem possui altura igual a 15,84 mm, em relação ao solo e o FVSA possui o comprimento de 2220,6 mm.

Optou-se por um critério de centro de rolagem baixo a fim de se obter as características apresentadas na Tab. (3.1). No entanto, esse parâmetro pode ser alterado futuramente caso se deseje um carro com outras características. A altura do centro de rolagem foi obtida pela medição direta do desenho da suspensão na vista frontal como mostrado na Fig. (4.3) e na seção 3.2.2.1.

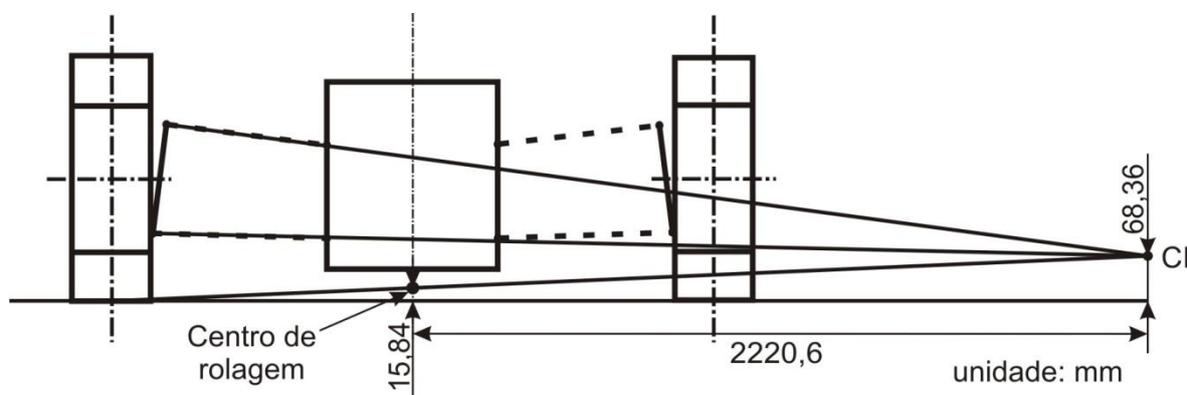


Figura 4.3 – Altura do centro de rolagem, comprimento do FVSA e altura do CI.

#### 4.2.2 – VISTA LATERAL

Para o projeto da vista lateral além das dimensões do chassi, deve-se ter em mãos os dados da altura do centro de gravidade (CG), a distância entre eixos e o percentual de frenagem dianteira. A partir disso, estimam-se os pontos de fixação da suspensão no chassi. Dessa maneira, apresentam-se os dados de partida do projeto na Tab. (4.2). O CG do carro completo foi estimado com base nos CG's do chassi, do piloto e do motor.

Tabela 4.2 - Dados gerais para construção da vista lateral

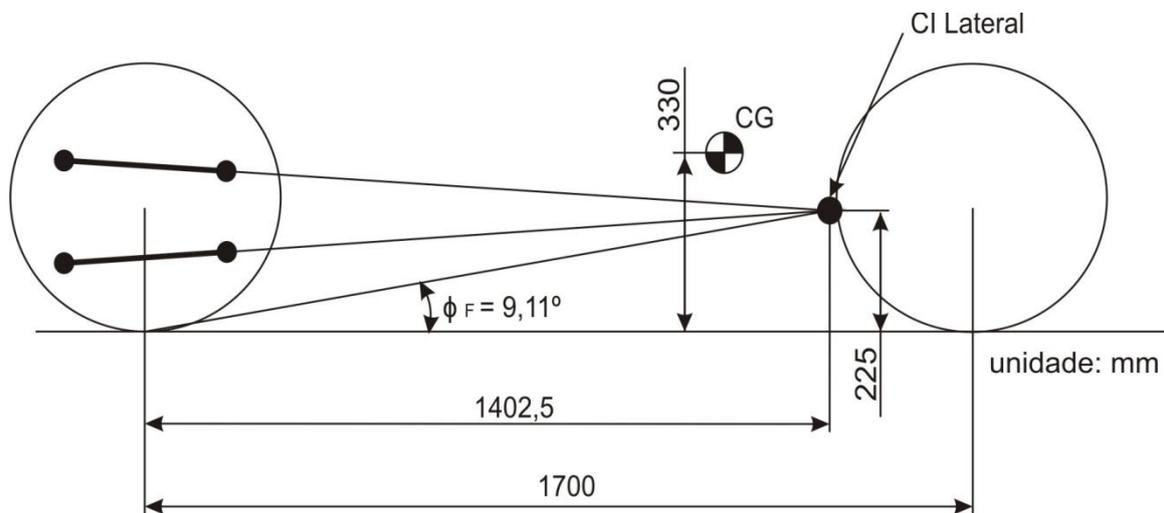
	Item	Valor
Geral	Centro de gravidade	330mm
	Distância entre eixos	1700mm
	%Frenagem Dianteira	60%

A Figura (3.19) descreve os pontos da suspensão cujas localizações são apresentadas na Tab. (4.3). Esses pontos são utilizados para determinação da geometria segundo a vista lateral e são obtidos pelo processo de iteração apresentado no Capítulo 3.

Tabela 4.3 - - Coordenadas dos pontos de fixação da suspensão dianteira

Ponto	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)
1	0,00	190,00	130,00
2	330,00	190,00	150,00
4	0,00	190,00	360,00
5	330,00	310,00	300,00

A Figura (4.4) exhibe os valores das dimensões da vista lateral, nela podem-se encontrar os valores do comprimento do SVSA, a altura do CI lateral e o ângulo  $\phi_F$ .



**Figura 4. 4 – Dados geometria lateral**

Dessa maneira, conclui-se o projeto da suspensão dianteira. A Tabela (4.4) mostra um resumo de todos os pontos de fixação e todos os parâmetros da suspensão dianteira. Para as coordenadas dos pontos 3 e 6 Fig. (4.2) também foi levado em consideração o valor do ângulo de *caster*.

**Tabela 4. 4 – Dados gerais suspensão dianteira**

<b>Dianteira</b>			
<b>Ponto</b>	<b>X (mm)</b>	<b>Y (mm)</b>	<b>Z (mm)</b>
1	0	190	130
2	330	190	150
3	150	580	140
4	0	190	360
5	330	310	300
6	163	555	360
<b>Altura CI frontal</b>			68,36mm
<b>Altura Centro de Rolagem</b>			15,84mm
<b>Comprimento FVSA frontal</b>			2220,6mm
<b>Ângulo <i>kingpin</i></b>			6,48° <sup>1</sup>
<b>Ângulo <i>caster</i></b>			5,94° <sup>2</sup>
<b>Altura CI lateral</b>			225,0mm
<b>Comprimento SVSA lateral</b>			1402,5mm
<b>Ângulo <math>\phi_F</math></b>			9,11° <sup>3</sup>
<b><i>Anti-dive</i></b>			49,56% <sup>4</sup>

<sup>1</sup> O ângulo *kingpin* é definido na seção 3.2.4.2 e 4.2.1

<sup>2</sup> O ângulo de *caster* é definido na seção 3.2.4.3

<sup>3</sup> Ângulo  $\phi_F$  é definido na seção 3.2.3.1

<sup>4</sup> *Anti-dive* é definido na seção 3.2.3.1 e calculado segundo a Eq.3.2 da seção 3.3.2

### 4.3 – SUSPENSÃO TRASEIRA

#### 4.3.1 – VISTA FRONTAL

Para o projeto da suspensão traseira, foram utilizados os mesmos critérios da suspensão dianteira. A nomenclatura dos pontos obedece aos mesmos critérios da Fig. (4.2).

A Figura (4.5) mostra as dimensões da altura do CI frontal, do comprimento do SVSA e a altura do centro de rolagem.

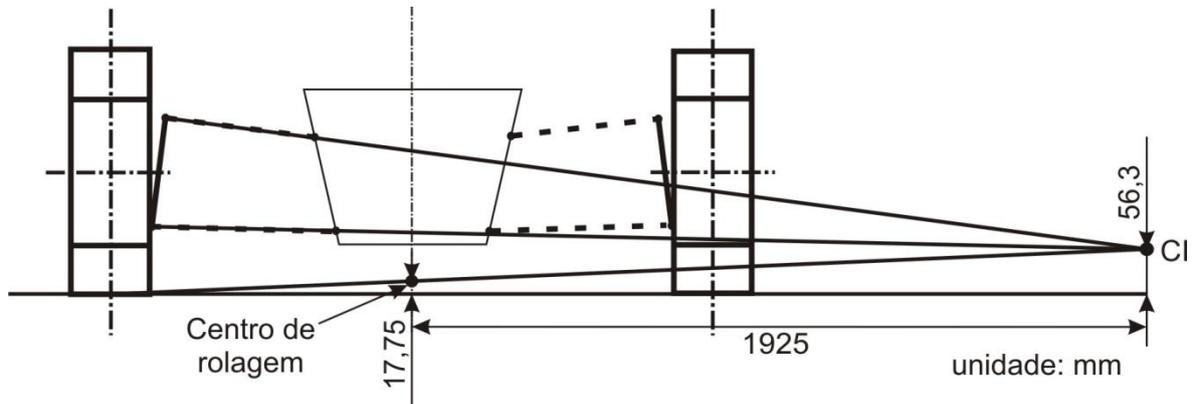


Figura 4. 5 – Altura do centro de rolagem, comprimento do SVSA e altura do CI frontal da suspensão traseira

#### 4.3.2 – VISTA LATERAL

A Figura (4.6) mostra as dimensões do comprimento do SVSA lateral, da altura do CI lateral e o ângulo  $\phi_R$  utilizado para o cálculo do *anti-squat* (Eq. 3.3).

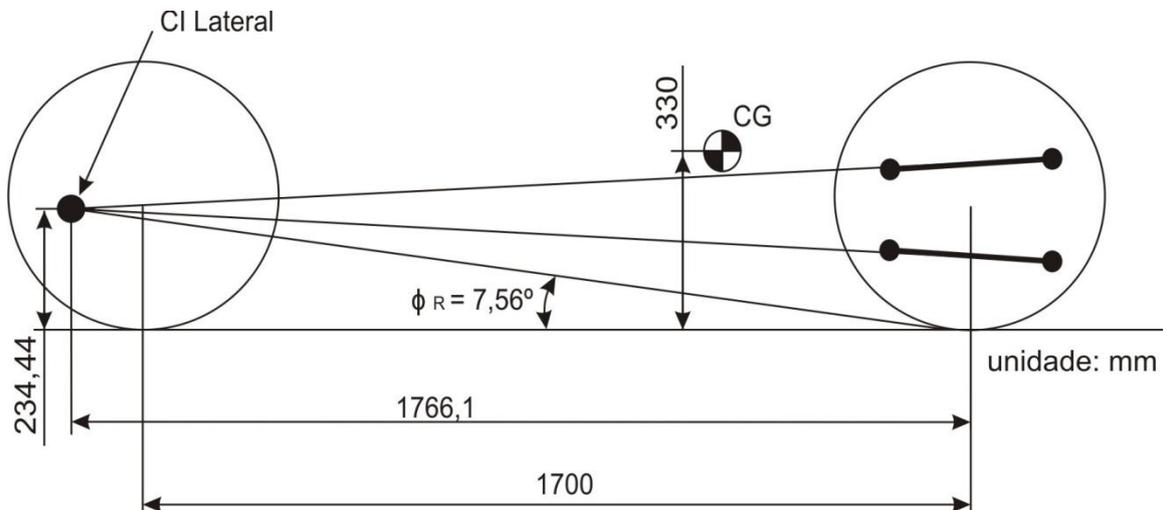


Figura 4. 6 – Dados geometria lateral traseira

A Tabela (4.5) exibe a localizações dos pontos da suspensão traseira e exibe o resumo dos dados da geometria da suspensão traseira.

**Tabela 4. 5 - Dados gerais suspensão traseira**

<b>Traseira</b>			
<b>Ponto</b>	<b>X (mm)</b>	<b>Y (mm)</b>	<b>Z (mm)</b>
1	1610	173	130
2	2010	155	115
3	1860	600	145
4	1610	203	308
5	2010	155	330
6	1885	575	352
<b>Altura CI frontal</b>			56,3mm
<b>Altura Centro de Rolagem</b>			17,75mm
<b>Comprimento SVSA frontal</b>			1925,0mm
<b>Ângulo <i>kingpin</i></b>			6,89° <sup>5</sup>
<b>Altura CI lateral</b>			234,44mm
<b>Comprimento SVSA lateral</b>			1766,1mm
<b><i>Anti-squat</i></b>			64,66% <sup>6</sup>

#### **4.4 – PROJETO DA GEOMETRIA DE SUSPENSÃO NO SOFTWARE MSC ADAMS/CAR**

O MSC ADAMS/Car é o software de dinâmica multicorpos e de análise de movimentos mais utilizado no mundo. Ele ajuda os engenheiros a estudar a dinâmica de peças móveis, como as cargas e forças estão distribuídas por todos os sistemas mecânicos e, ajuda também, na otimização de desempenho dos seus produtos [17]. Dessa maneira, o modelo da suspensão do projeto foi construído nesse programa como forma de estudo do seu comportamento.

Em geral, os softwares multicorpos, assim como o ADAMS/Car, não trabalham, necessariamente, com a interface gráfica permitindo a visualização tal como ele é na realidade. O que realmente interessa ao programa são as propriedades da peça: massa e inércia. Assim, para a construção de um modelo é comum se trabalhar em paralelo com um software CAD para facilitar o desenho e a obtenção das propriedades de cada peça, tendo em vista que a construção de peças no ADAMS/Car não é tão simples e não possui a quantidade de ferramentas de desenho que um software de CAD possui.

A seguir serão demonstrados os principais conceitos necessários para a construção de modelo no ADAMS/Car.

##### **4.4.1 – CONCEITOS BÁSICOS DO SOFTWARE MSC ADAMS/CAR**

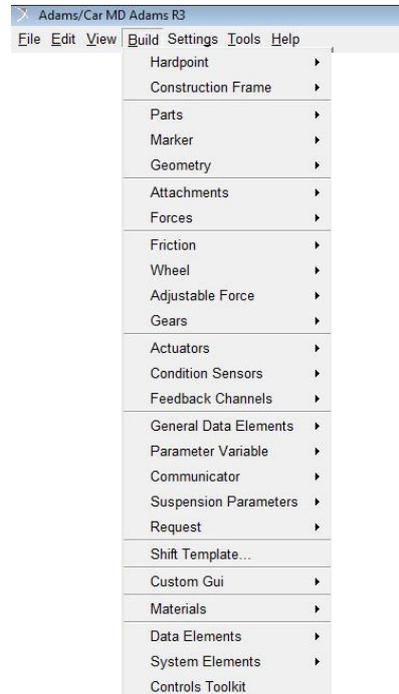
A construção de qualquer modelo (suspensão, direção, etc.) no ADAMS/Car é iniciada no modo *Template Builder*. Primeiramente, deve-se criar o novo *template* em *File>New*, pois é nesse

<sup>5</sup> O ângulo *kingpin* é definido na seção 3.2.4.2 e 4.2.1

<sup>6</sup> *Anti-squat* é definido na seção 3.2.3.1 e calculado segundo a Eq.3.4 da seção 3.3.2

momento que se define o subsistema (suspensão, direção, sistema de freio, etc.) na opção *Major Role*. A definição dessa etapa é crucial, pois esse modelo só poderá ser utilizado para tal finalidade. Se houver erro nessa criação não será possível fazer o *assembly* do conjunto para as simulações.

O menu *Build* na barra de ferramentas Fig. (4.7) é o principal acesso às ferramentas necessárias nesse processo de criação.



**Figura 4.7 - Menu *Build***

A construção se inicia com a criação dos *Hardpoints*, que são todos os pontos de fixação da suspensão. Para criar um ponto é necessário dar algumas informações como, nome do ponto e coordenadas. As coordenadas devem ser separadas por vírgula, tendo em vista que as casas decimais são separadas por pontos. É comum dar como entrada os dados do lado esquerdo da suspensão, ou seja, os valores das coordenadas como X, -Y, Z.

Na área de trabalho os *hardpoints* aparecem na cor verde, com a seguinte nomenclatura: *hpl\_name*, onde *hp* significa *hardpoint*, *l* indica o lado esquerdo (*left*) e se for do lado direito será *r* (*hpr - right*) e *name* indica o nome dado ao ponto. Todos os itens que serão criados aparecem na tela de trabalho com a nomenclatura similar à dos *hardpoints*. É uma maneira simples de se diferenciar cada tipo de item criado.

A criação das peças, ou partes (chamadas pelo programa de *General Part*) do sistema é feita no menu *Build>Parts>New* ou *Wizard* Fig. (4.8). O que diferencia uma opção da outra é que ao usar o *New* cria-se a peça dando todas as informações de localização, orientação, massa, inércia e material, mas não é criada a geometria da peça Fig. (4.9 - a). Para criar a geometria da parte é necessário ir ao menu *Build>Geometry* onde há opção de criar vários tipos de geometria como barras, cilindros e esferas. Já na opção *Wizard* a criação da peça é feita com a criação da geometria e as propriedades de massa e inércia são dependentes da geometria criada Fig. (4.9 - b). Caso seja necessária a adição de

uma nova geometria à peça criada, tem-se a opção de criá-la separadamente e pode-se adicionar ou não sua massa e inércia à parte anteriormente criada.

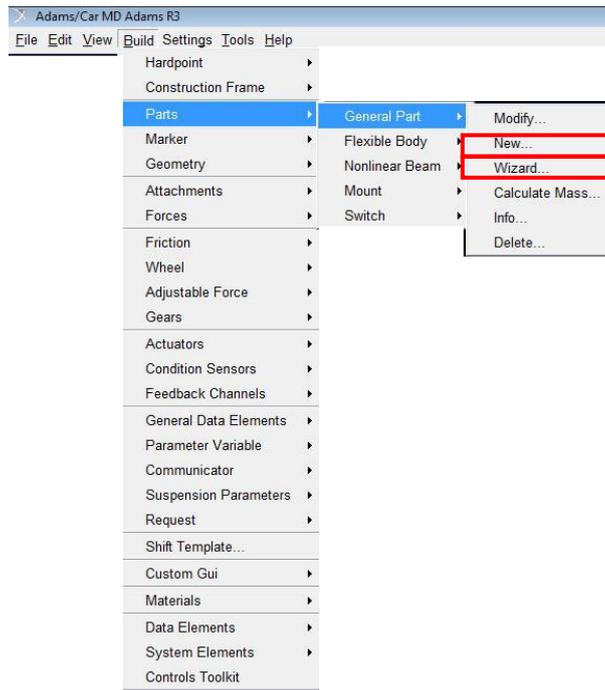
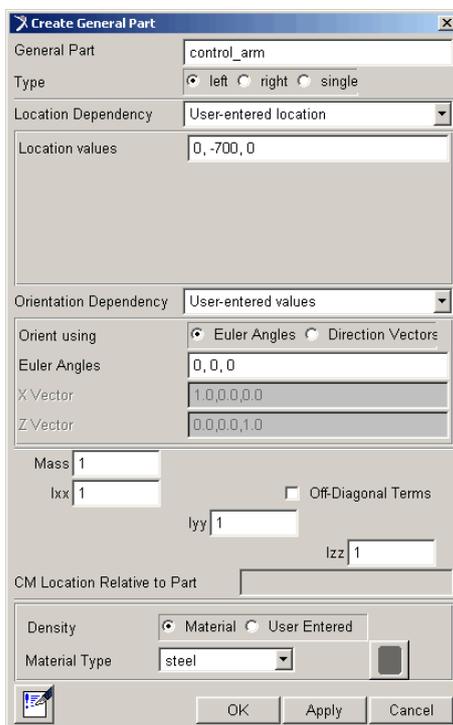
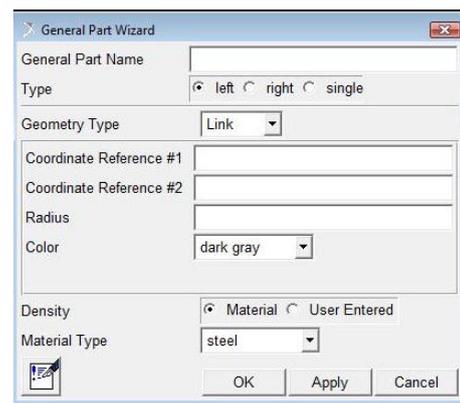


Figura 4. 8 – Menu para criação de partes



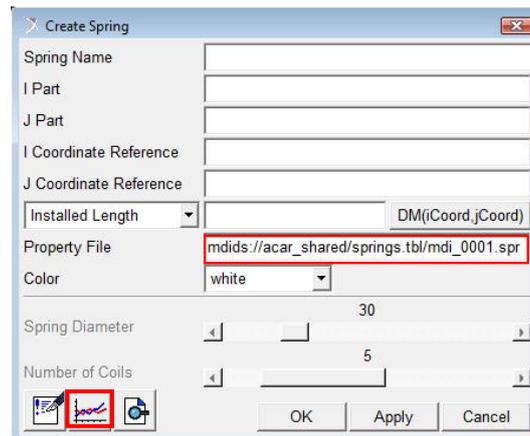
a)



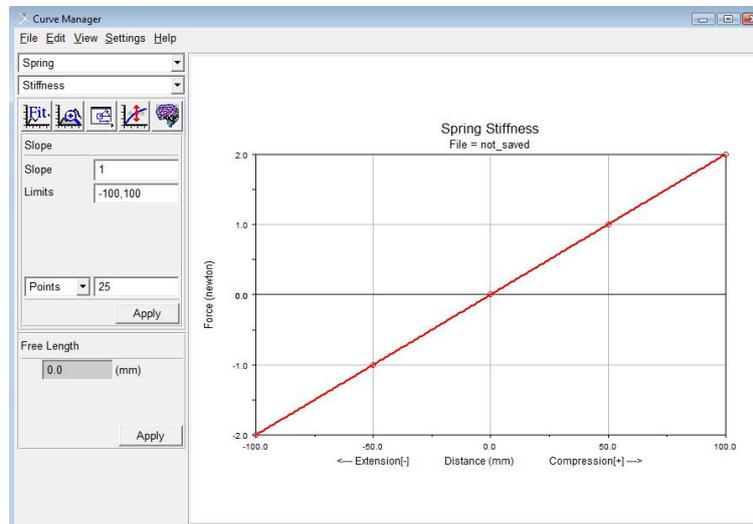
b)

Figura 4. 9 – Imagem da janela de criação de partes: a) Sem criação de geometria; b) Com criação de geometria

O sistema de amortecimento da suspensão, ou seja, as molas e amortecedores são forças atuantes e para sua criação no programa é necessário ir ao menu *Build>Forces*. Nessa opção, para ambos, são utilizados arquivos da base de dados que possuem as dados característicos de cada componente Fig. (4.10). Esses dados estão no formato comprimento e força para molas; velocidade e força para amortecedores. Há a possibilidade tanto de edição quanto de criação de curvas, para isso é só acessar o menu *Tools>Curve Manager* ou ainda clicando no botão indicado na Fig. 4.10. Nessa janela, Fig. (4.11), é possível ver a curva da mola e ajustá-la de acordo com os parâmetros de cada projeto, obtidos via dados do fabricante ou mediante ensaios experimentais.



**Figura 4. 10 – Janela de criação de molas. No detalhe em vermelho, o local de edição do arquivo da mola**

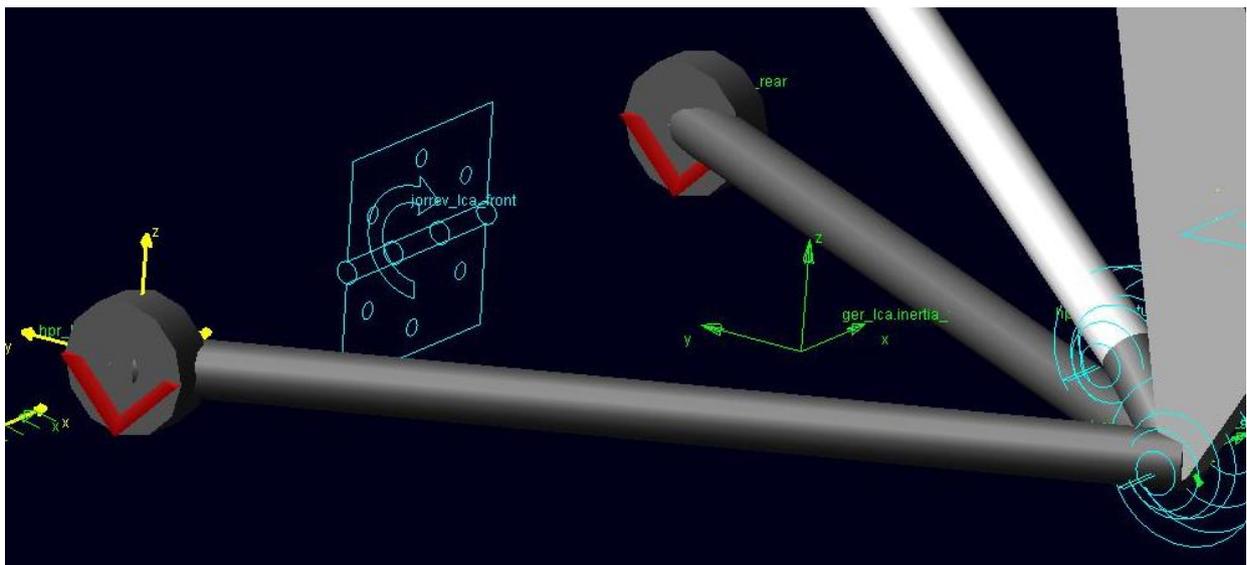


**Figura 4. 11 - Janela de edição e criação de curvas de rigidez**

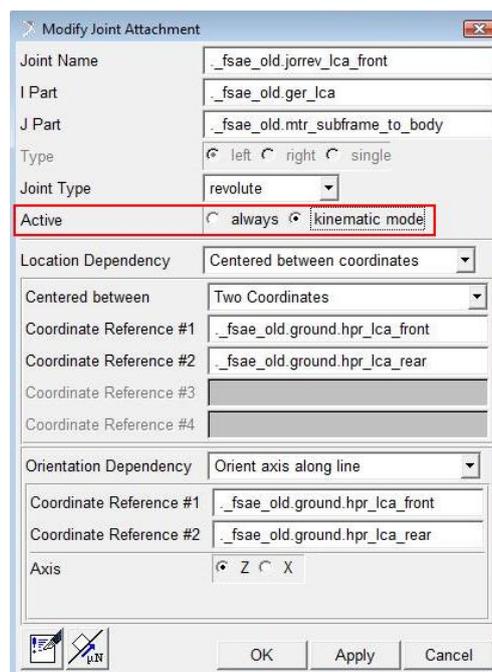
Como todo mecanismo deve ter movimentos relativos, são necessárias juntas ou conexões para que cada parte do sistema possa se movimentar. Dessa maneira, o ADAMS/Car disponibiliza vários tipos de conexões com características diferentes para cada tipo de função desejada no menu *Build>Attachments>Joints*. Como exemplo, pode-se citar o movimento do braço ou bandeja inferior da suspensão em relação ao chassi. Nesse caso, utiliza-se uma junta do tipo de revolução (*revolute*)

que é representada graficamente como uma dobradiça, Fig. (4.12). Esta junta possui 1 grau de liberdade de rotação em torno do eixo selecionado pelo usuário.

Outros tipos de junta que se pode citar são a esférica, translacional e cilíndrica. Para cada fixação deve ser avaliado o tipo de junta adequado para que o sistema funcione de maneira correta, e não haja redundância de graus de liberdade. As boas práticas de modelagem recomendam que sejam elaboradas tabelas descrevendo o tipo de junta, seu respectivo nome e as partes conectadas. Na janela de criação das juntas deve-se atentar para marcar a caixa *Kinematic mode* do item *Active*, como mostrado na Fig. (4.13).



**Figura 4. 12 – Imagem da junta de revolução (tipo dobradiça) e buchas de fixação nas extremidades da bandeja (com detalhe em vermelho)**



**Figura 4. 13 – Janela de criação/modificação de juntas, no detalhe a opção de ativação da junta**

Com relação à fixação do subsistema ao chassi devem-se utilizar dois recursos: o primeiro é o *mount* que atua como um chassi ou qualquer outra parte que não está presente no sistema em construção, já que no sistema de suspensão não se constrói o chassi. A função do *mount* é ser substituído por um sistema já existente no momento da montagem de um sistema com outro, um *mount parts* pode fazer o papel do chassi, da roda, carenagem, direção, etc. O segundo modo de fixação é o que o programa nomeia de buchas (*bushing*).

Para que o software faça a fixação, por exemplo, da bandeja da suspensão com o chassi, cria-se primeiramente um *mount* no menu *Build>Parts>Mount*. Após criado o *mount* é necessário criar as buchas de fixação para os pontos que estão conectados ao chassi. A Figura (4.12) mostra no detalhe duas buchas de fixação das extremidades de um braço de suspensão do tipo Duplo A. Similarmente às juntas, para as buchas deve-se sempre deixar a caixa *Kinematic mode* do item *Inactive* marcada, em uma janela parecida à mostrada na Fig. (4.13).

Outro conceito muito importante e que é fundamental para o sucesso da construção de um modelo chama-se *Communicators*. Os comunicadores se dividem em duas categorias: de entrada (*input*) e de saída (*output*). Eles são responsáveis pela comunicação do sistema criado com os outros sistemas que serão unidos para formar um conjunto que será simulado e analisado. Para isso, o programa oferece uma ferramenta de informação e teste sobre os comunicadores já existentes no seu modelo e no modelo que será feita a conexão para posterior simulação.

Um tutorial detalhado de tudo que foi dito nessa seção encontra-se disponível para download na página do desenvolvedor do software MSC-ADAMS/Car em [18].

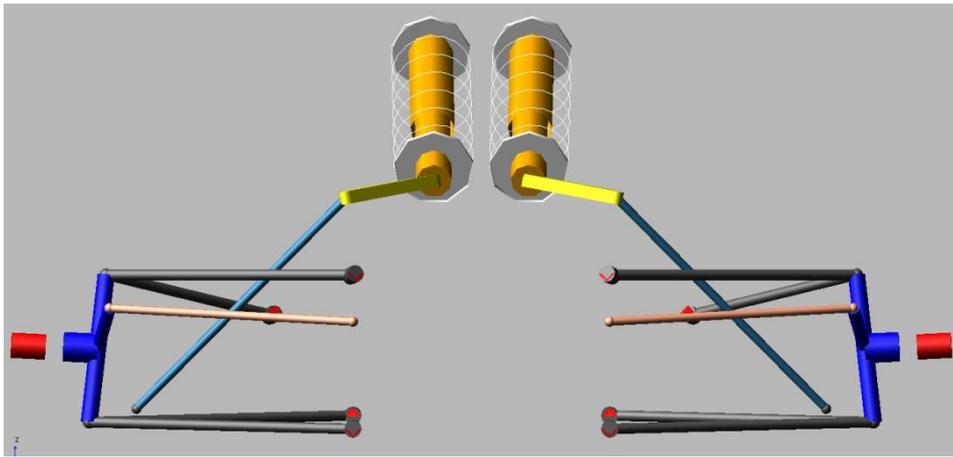
## **4.5 – MODELO CONSTRUÍDO NO ADAMS/CAR**

Os modelos das suspensões dianteira e traseira que serão apresentados a seguir foram desenvolvidos pelo fabricante do software e adaptado para atender aos requisitos desse projeto.

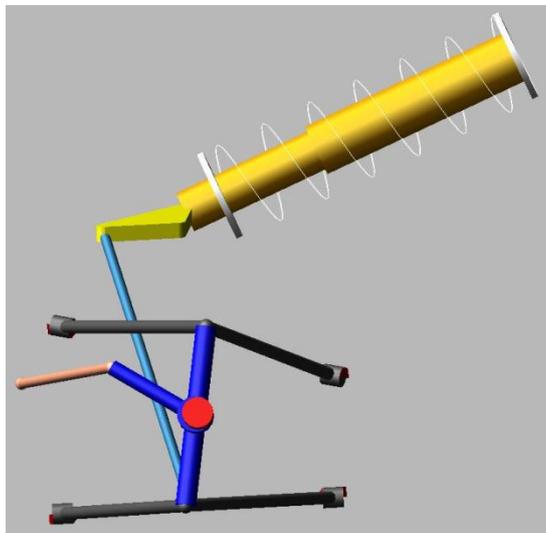
### **4.5.1 – SUSPENSÃO DIANTEIRA**

A seguir serão apresentadas as imagens que resultaram da adaptação da suspensão dianteira. No próximo capítulo serão apresentados os resultados de simulações preliminares do modelo computacional adaptado e desenvolvido nos capítulos anteriores.

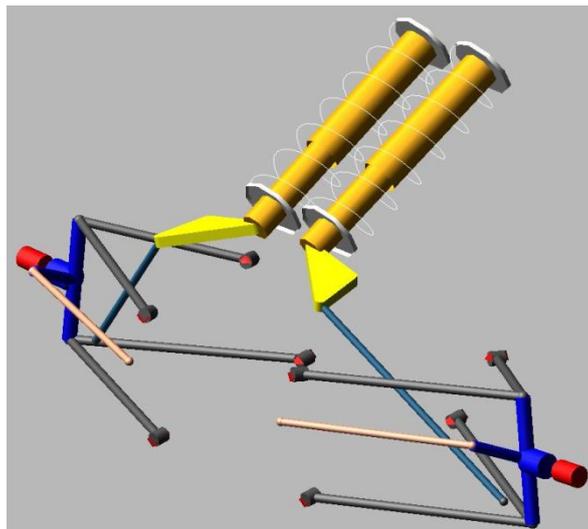
Dessa maneira, será possível uma primeira análise da suspensão do projeto. As Figuras (4.14), (4.15) e (4.16) mostram, respectivamente, o modelo resultante da adaptação no ADAMS/Car em vista frontal, lateral e na perspectiva.



**Figura 4. 14 - Suspensão dianteira vista frontal**



**Figura 4. 15 - Suspensão dianteira vista lateral**



**Figura 4. 16 - Suspensão dianteira vista em perspectiva**

## 4.5.2 – SUSPENSÃO TRASEIRA

Assim como na suspensão dianteira, a traseira também foi adaptada de um modelo pré-existente desenvolvido pela fabricante. As Figuras (4.17), (4.18) e (4.19) mostram, respectivamente, o modelo construído na vista frontal, lateral e perspectiva.

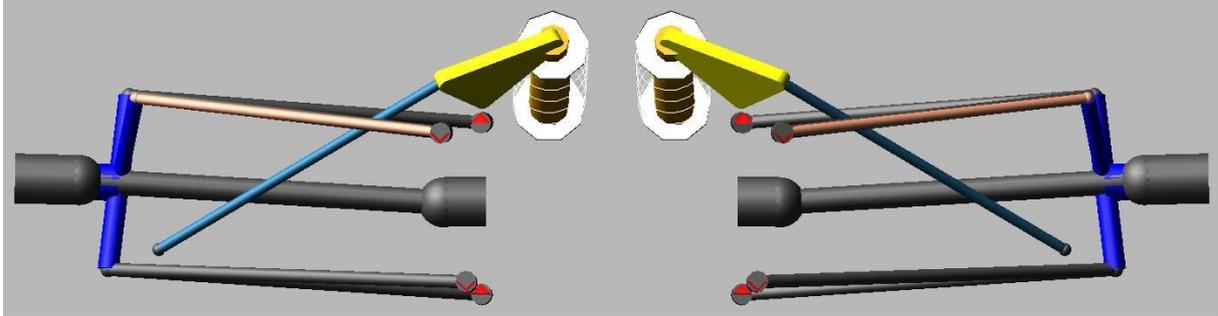


Figura 4.17 - Suspensão traseira vista frontal

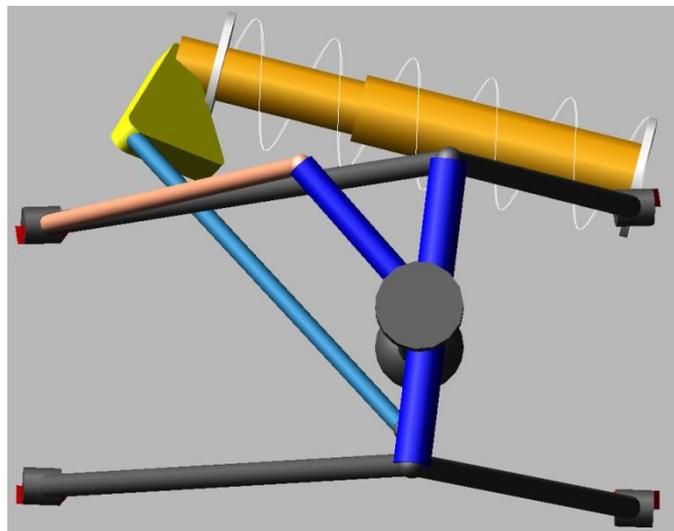


Figura 4.18 - Suspensão traseira vista lateral

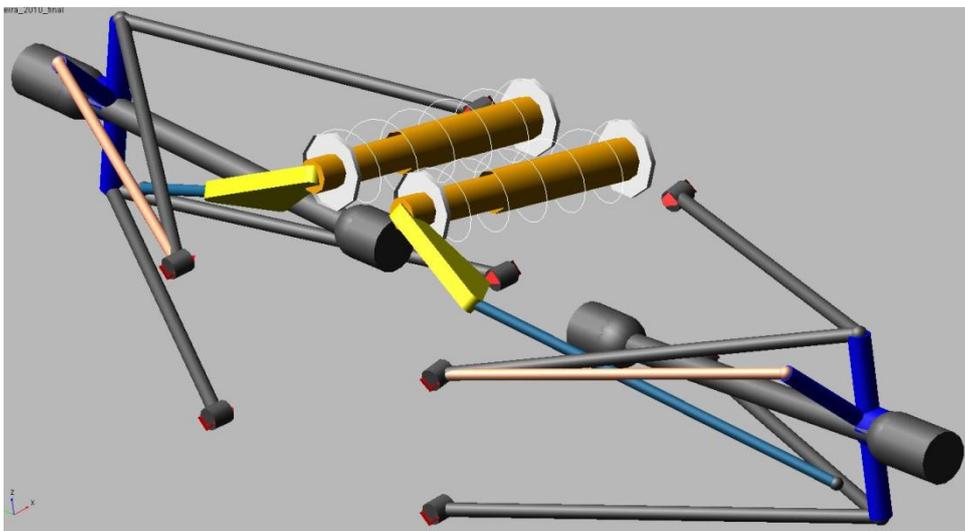


Figura 4.19 - Suspensão traseira vista em perspectiva

## 5 – ANÁLISE DAS SUSPENSÕES

*Esse capítulo apresenta as simulações estáticas dos sistemas de suspensão projetados e a análise dos parâmetros envolvidos em função da variação de alguns critérios. Será apresentado, também, um breve tutorial para realização das simulações.*

### 5.1 – DESCRIÇÃO E BREVE TUTORIAL DE SIMULAÇÕES

Neste capítulo serão apresentadas as simulações que foram realizadas a partir das suspensões dianteira e traseira adaptadas, mostradas no capítulo anterior. Para tanto, serão feitas análises de alguns parâmetros disponíveis no módulo ADAMS/Post Processor. O intuito é poder avaliar as características geométricas do subsistema.

O ADAMS/Car, no ambiente *Standard Interface*, disponibiliza no menu principal a opção *simulate*. Nela várias opções de simulações são propostas, dentre as quais, aquelas que permitem que seja verificado apenas o subsistema de suspensão (ou suspensão mais o sistema de direção), são elas: *Parallel Wheel-Travel Analysis*, *Opposite Wheel-Travel Analysis* e *Single Wheel-Travel Analysis*. Todas estão agrupadas dentro de uma classe denominada *Wheel-travel Analysis*. As opções disponíveis permitem que o projetista avalie como certas características da suspensão se alteram à medida que a mesma se movimenta verticalmente. Em todas elas o projetista estabelece um intervalo de *Bound* e *Rebound*.

Outra possibilidade de análise isolada da suspensão é a *Roll & Vertical Force Analysis*. Esta análise, diferentemente da *Opposite Wheel-Travel*, permite que as rodas variem sua posição na vertical e ocupem uma posição livremente. Nesse trabalho, o enfoque será apenas nas simulações do tipo *Parallel Wheel-Travel*.

Na simulação *Parallel Wheel-Travel* o sistema de suspensão é submetido à excitação de ambos os lados, ou seja, é feito com que as duas rodas tenham um mesmo deslocamento vertical que deverá ser determinado no momento da configuração da simulação. Com essa simulação é possível avaliar características básicas de qualquer sistema de suspensão por meio de gráficos como: variação do *camber*, do *caster*, do *toe* (convergência), dentre vários outros tais como, torque de alinhamento e *scrub radius*. O próprio programa disponibiliza uma série de gráficos pré-determinados que são comumente utilizados para avaliar qualquer sistema de suspensão. Os gráficos são criados no *ADAMS/Post Processor* e essa opção será detalhada a seguir.

Na *Suspension Roll and Vertical Force* (rolagem da suspensão), a simulação consiste em fazer com que as rodas tenham deslocamento vertical oposto, ou seja, enquanto uma roda tem curso positivo, a outra possui curso negativo. Dessa maneira, pode-se aproximar este comportamento ao de

uma curva. Nessa simulação é possível interpretar alguns comportamentos que não ocorrem na simulação *Parallel Wheel-Travel*, assim, podem-se obter gráficos como: *roll steer*, que é a mudança de direção das rodas durante a rolagem do carro; *toe*, a mudança da convergência (efeito diferente do que ocorre na *Parallel Travel*).

Para que seja possível realizar as simulações no ADAMS/Car, é necessária uma primeira preparação do modelo. Quando se termina de criar ou adaptar o modelo, no modo *Template Builder* (Seção 4.4.1), é preciso executar o programa no modo *Standard Interface*, pressionando a tecla F9 do teclado ou reiniciando o software na janela inicial Fig.(5.1).

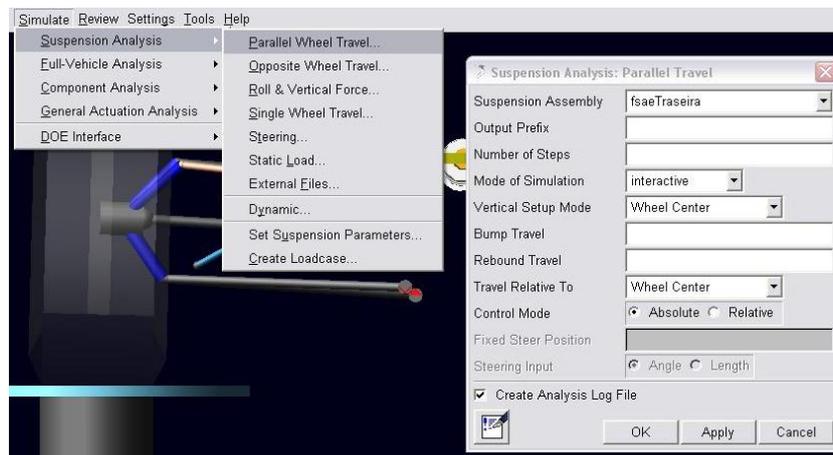


**Figura 5. 1 - Tela Inicial MSC ADAMS/Car**

Feito isso, deve-se criar um arquivo do tipo subsistema (*subsystem*) pelo menu *File>New>Subsystem*. Isso é feito para que o ADAMS/Car identifique a suspensão criada como um subsistema e não somente como um projeto isolado de um subsistema. Na janela que será aberta para criação do subsistema deverá ser localizado o arquivo (*template*) criado na seção anterior.

Para que o programa possa simular a suspensão, é necessário que se faça uma montagem (*assembly*) com outro subsistema que é responsável pela excitação da suspensão. Esse subsistema é o *Test Rig*, que é similar a uma bancada de testes. Isso é feito pelo menu *File>New>Suspension Assembly*. Nesse momento, já é possível realizar as simulações desejadas. Ao fazer a montagem, pode ser adicionado o subsistema de direção para as simulações específicas que envolvem a aplicação de forças ou deslocamentos decorrentes de sua mudança. Nesse projeto, a suspensão dianteira será simulada sem o subsistema de direção. Mas, os mesmos parâmetros que são avaliados com a simulação *Parallel Wheel Travel* também podem ser avaliados para a simulação com o sistema de direção.

A janela de configuração da análise *Parallel Wheel-Travel* é aberta pelo menu *Simulation>Suspension>Parallel Wheel-Travel* Fig. (5.2), em que é solicitado o nome da simulação (*Output prefix*), a quantidade de passos da simulação (*Steps*), o quanto a roda será deslocada na vertical positiva (*Bump*) e o quanto será deslocada na vertical negativa (*Rebound*). Após a inserção de todos esses dados é possível realizar a simulação. O mesmo procedimento é feito para os outros tipos de simulação, basta acessar o tipo desejado no menu *Simulation>Suspension*.



**Figura 5. 2 - Menu *Simulate* e janela de configuração de simulação *Parallel Travel***

Para ter acesso aos resultados das simulações, deve-se acessar o Pós-Processador do ADAMS/Car (*Post Processor*) pelo menu *Review>Post Processor* ou teclando F8. Na janela que é aberta é possível obter todos os resultados diretamente em forma de gráficos. Para exibir os gráficos, basta acessar o menu *Plot>Create Plots* e no campo *Plot Configuration File* deve-se localizar os arquivos padrão de análise de suspensão que estão disponíveis no banco de dados do programa. Há dois arquivos utilizados para a análise somente das suspensões: o *Suspension Parallel Travel* e o *Suspension Short*. O primeiro contém todos os gráficos do segundo e mais alguns outros gráficos padrões para uma análise mais detalhada. Já o segundo é suficiente para analisar de forma satisfatória o comportamento de uma suspensão. Os gráficos que compõem o *Suspension Short* são os que serão utilizados nesse trabalho.

Os gráficos obtidos nas simulações serão explicados na próxima seção, para melhor compreensão dos resultados.

## 5.2 – PARÂMETROS ANALISADOS

Todos os gráficos que serão analisados têm como eixo horizontal os valores de posição em função do deslocamento vertical da roda (*Wheel Travel*) e os parâmetros do eixo vertical são os listados abaixo.

### 5.2.1 – Percentual *Anti-dive*/Percentual *Anti-lift Braking*

Esses parâmetros são explicados na seção 3.2.3.1. O software calcula o percentual de *anti-dive* na frenagem, como sendo a razão entre a deflexão causada pelas forças de frenagem e torques em relação à deflexão causada pela transferência de peso.

O *anti-dive* é o quanto a suspensão dianteira é comprimida por aceleração de frenagem (em G's), somada à transferência de peso do veículo. Já o *anti-lift* é o quanto a suspensão traseira é estendida devido à transferência de peso, somada à frenagem imposta ao sistema.

## 5.2.2 – Ângulo de *Camber*

O ângulo de *camber* já foi previamente definido na seção 3.2.4.1. O que o programa analisa é a variação da inclinação do *camber* em função do deslocamento da roda na direção vertical. A Figura (5.3) exibe a forma de identificação do valor de *camber* segundo o software utilizado.

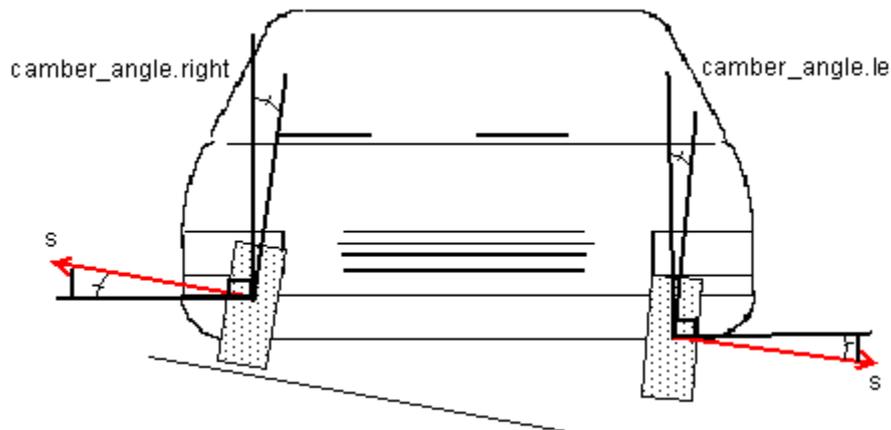


Figura 5. 3 - Modo de cálculo do parâmetro ângulo de *camber* pelo ADAMS/Car (Ref.: Help car\_analyses pag. 12)

## 5.2.3 – Braço de Momento do *Caster* ou Trilha Mecânica

A trilha mecânica formada pela inclinação do *caster* já foi anteriormente definida na seção 3.2.4.3 e na Fig. (3.15). O que o ADAMS/Car faz para calcular esse parâmetro é identificar a intersecção do vetor formado pelo *kingpin* e a pista (altura zero). Depois, o software identifica o vetor formado entre a intersecção anteriormente encontrada e o centro de contato do pneu com o solo. Essa distância entre esses dois pontos é a trilha mecânica, Fig. (5.4).

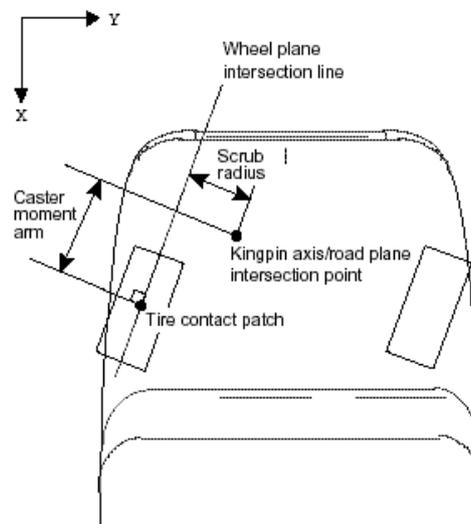


Figura 5. 4 – Braço de momento do *caster* (*Caster Moment Arm*) e *Scrub Radius*. Car (Ref.: Help car\_analyses pag. 59).

#### **5.2.4 – Roll Camber Coefficient**

O *roll camber coefficient* é a razão entre variação do ângulo de *camber* e o ângulo de rolagem do carro, dado um valor de *camber* estático previamente estabelecido, em relação à linha perpendicular ao solo que divide o carro. Valores positivos desse parâmetro indicam que haverá aumento no ângulo de *camber* durante a rolagem do veículo. A definição de rolagem ou *Roll* do veículo está definida na seção 3.2.2.1.

#### **5.2.5 – Roll Steer**

Esse parâmetro representa a variação do ângulo de direção da roda (em relação ao centro pneu na vista superior, esterçamento), dividida pelo ângulo de rolagem, em relação à linha perpendicular ao solo que divide o carro. Quando o carro entra em uma curva, ocorre mudança no valor do ângulo de esterçamento da direção. Esse parâmetro indica a relação entre esse ângulo e o ângulo de rolagem do chassi. Quando esse valor é positivo indica que, com o aumento do ângulo de rolagem, o ângulo de esterçamento da roda aumenta e há a tendência de se tornar mais divergente.

#### **5.2.6 – Scrub Radius**

Esse parâmetro já foi anteriormente definido na seção 3.2.2.3. Outra maneira de se definir esse parâmetro é que ele representa a distância entre a intersecção da projeção do *kingpin* com o solo e o centro de contato do pneu, Fig. (5.4). A maneira que o software utiliza para a determinação desse parâmetro é semelhante à da trilha mecânica do *caster*. É identificada a intersecção entre o vetor do *kingpin* e o solo, posteriormente é identificado o vetor que representa a distância entre essa intersecção e o centro do contato do pneu com o solo, como mostrado na Fig. (3.14).

#### **5.2.7 – Toe Angle ou Ângulo de Convergência**

O ângulo de convergência é a abertura horizontal entre duas rodas de um mesmo eixo. Se elas se encontram afastadas (parte mais à frente da roda) há divergência (*toe-out*), caso contrário há convergência (*toe-in*). A Figura (5.4) mostra de maneira clara esse parâmetro.

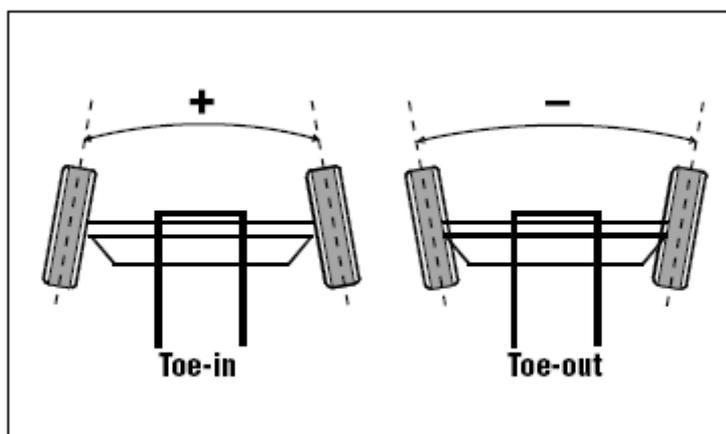


Figura 5.5 - Definição de sinal do ângulo de convergência [19]

### 5.3 – RESULTADOS SUSPENSÃO DIANTEIRA

Foi realizada uma análise de sensibilidade para avaliar a influência dos principais parâmetros de alinhamento de uma suspensão: *camber*, *caster* e *toe*. Ou seja, o que se deseja é alterar os parâmetros básicos de modo que um mínimo de alteração nesses parâmetros seja observada nos outros parâmetros tais como *anti-dive*, *anti-lift*, *roll*, etc. Em uma suspensão do tipo “Duplo A” não é comum ter a possibilidade de se ajustar o *caster* de maneira simples. Para realizar alteração nesse parâmetro é necessária a troca da manga de eixo, algo não viável para ajuste rápido durante uma prova. Mas, mesmo com essa dificuldade, é um parâmetro que deve ser avaliado para verificar se a manga de eixo adotada resulta em um bom desempenho para o veículo.

As variações dos parâmetros foram feitas segundo os critérios abaixo:

- $\Delta$ *Camber*: Variou-se o *camber* da suspensão de  $-5^\circ$  a  $1^\circ$ . Esses valores foram obtidos de experiências práticas, comumente utilizados em carros de corrida da Stock Car e Fórmula 3 gentilmente cedido pela equipe Amir Nasr Racing (ANR). Os outros parâmetros foram mantidos constantes com os valores: *caster* =  $4^\circ$  e *toe* =  $-1^\circ$ . Para a variação do *camber* basta acessar o menu *Adjust>Parameter Variable>Table*. Esses valores para *caster* e *toe* foram selecionados devido ao fato de serem valores próximos aos que são utilizados na prática em carros de competição.
- $\Delta$ *Caster*: Variou-se o *caster* da suspensão de  $4^\circ$  a  $-4^\circ$ . Os valores foram retirados de (Staniforth, 2006), onde os valores sugeridos são de  $2^\circ$  a  $6^\circ$ . Os outros parâmetros foram mantidos constantes com os valores: *camber* =  $-4^\circ$  e *toe* =  $-1^\circ$ . A variação do *caster* é feita mudando o posicionamento dos pontos de fixação da manga de eixo no *template* da suspensão.
- $\Delta$ *Toe*: Variou-se o *toe* de  $-1^\circ$  a  $1^\circ$ . Valores também obtidos junto à equipe ANR. O *camber* foi mantido em  $-4^\circ$  e o *caster* em  $4^\circ$ . A variação do *toe* pode ser feita na mesma janela aberta para variação de *camber* pelo menu *Adjust>Parameter Variable>Table*.
- Todos os dados foram obtidos para o curso da suspensão de  $-40$  a  $40$ mm.

Tabela 5. 1 - Resumo das simulações da suspensão dianteira

Simulação	Dianteira		
	Camber	Caster	Toe
Dcamber	-5 a 1°	4°	-1°
DCaster	-4°	4 a -4°	-1°
DToe	-4°	4°	-1 a 1°

### 5.3.1 – Avaliação dos resultados

#### 5.3.1.1 – *Anti-dive*

As Fig. (5.5), (5.7) e (5.8) mostram que as variações dos parâmetros analisados não influenciam o comportamento do *anti-dive*.

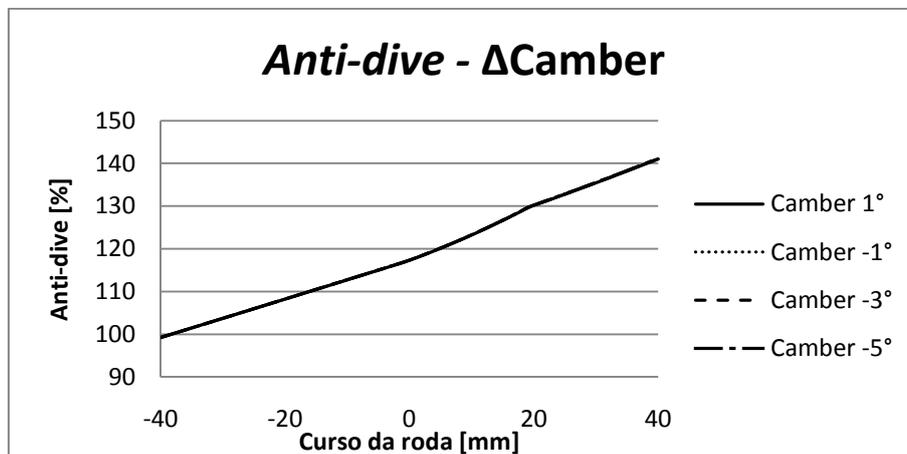


Figura 5. 6 - Gráfico Anti-Dive -  $\Delta$ Camber

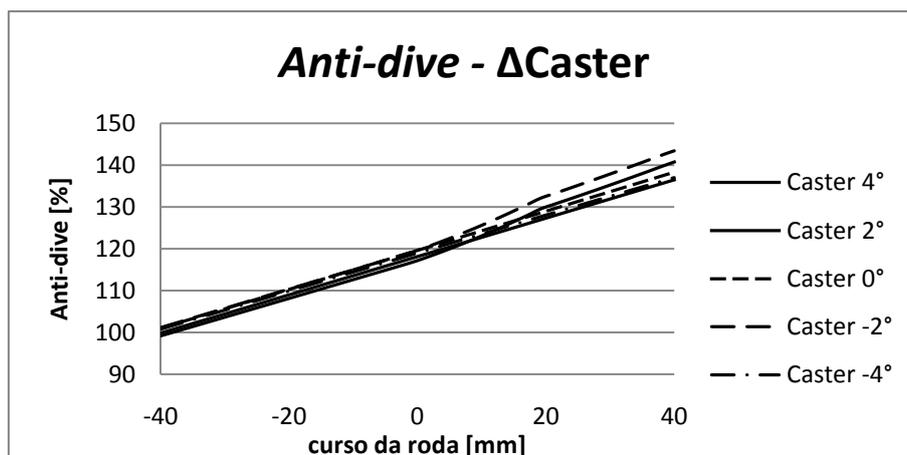


Figura 5. 7 - Gráfico *Anti-dive* -  $\Delta$ Caster

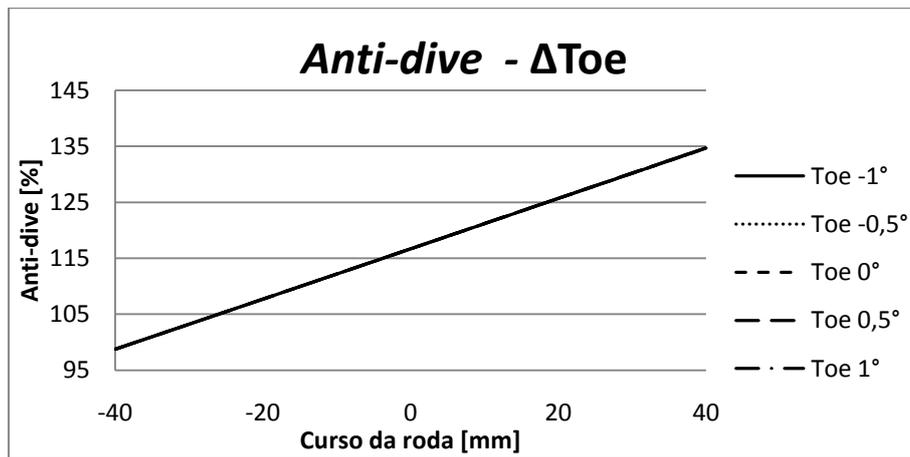


Figura 5. 8 - Gráfico *Anti-dive* -  $\Delta$ Toe

Pode-se observar que a Fig. (5.7) apresenta uma ligeira diferença entre as curvas, a variação máxima é de, aproximadamente, 7%. Isso se deve ao fato do *caster* ser estabelecido pelos pontos de fixação da suspensão na manga de eixo que, também, contribuem para definição do *anti-dive*. De qualquer maneira, a variação apresentada nas curvas é muito pequena. Portanto, a conclusão que se chega é que a alteração/ajustes dos parâmetros de *caster*, *camber* e *toe* não alteraria no *anti-dive*, ou seja, em ações de frenagem. As curvas das Fig. (5.6) e (5.8) estão sobrepostas e não apresentam variação entre seus valores.

### 5.3.1.2 – Variação do Ângulo de *Camber*

As Fig. (5.9), (5.10) e (5.11) apresentam a variação do ângulo de *camber* em função do curso da roda de -40mm a 40mm.

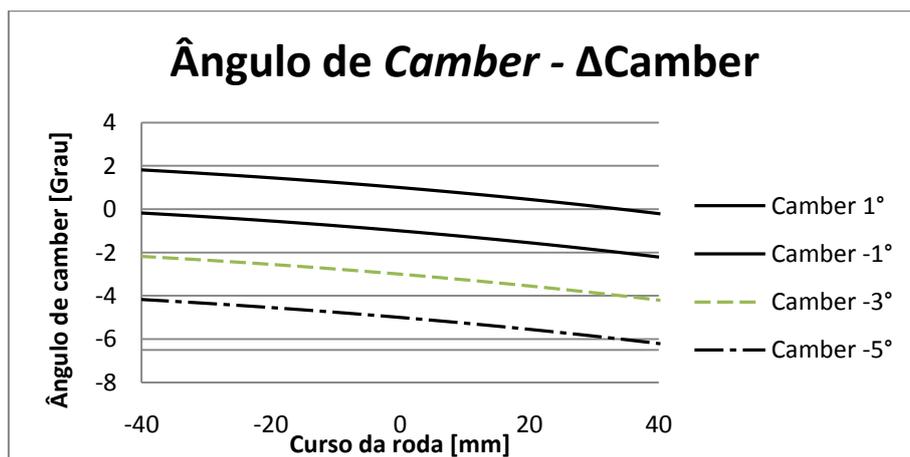


Figura 5. 9 - Gráfico Ângulo de *Camber* -  $\Delta$ Camber

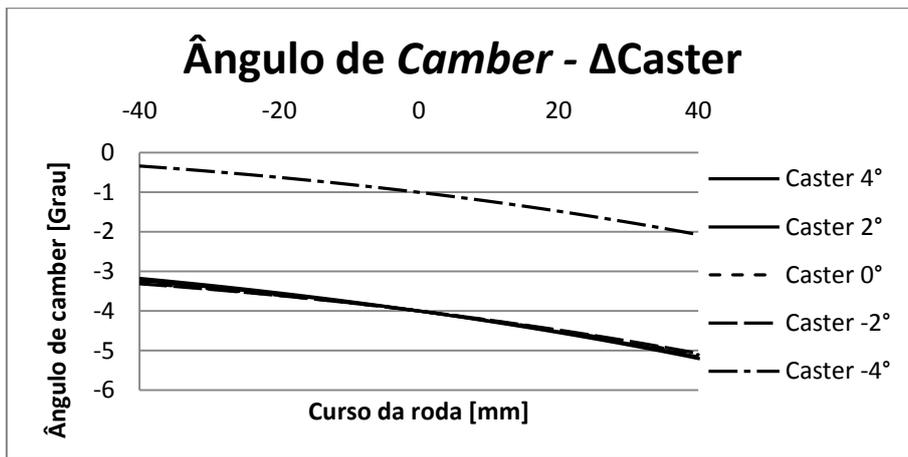


Figura 5. 10 - Gráfico Ângulo de *Camber* -  $\Delta$ Caster

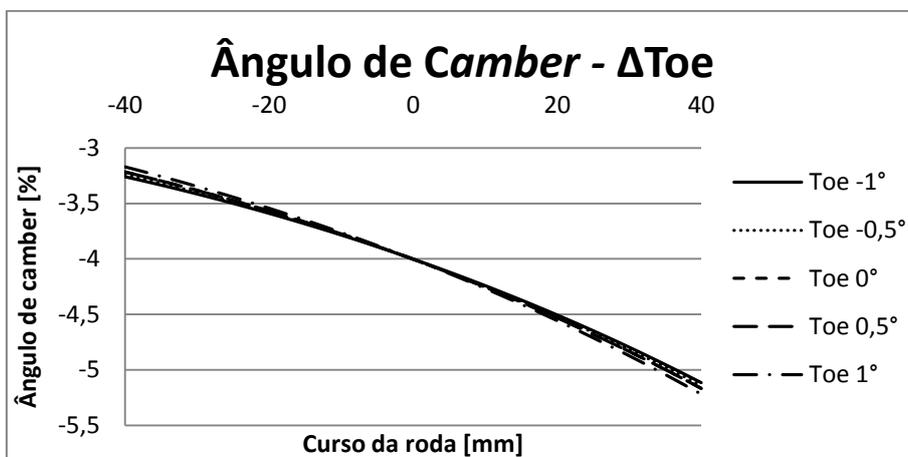


Figura 5. 11 - Gráfico Ângulo de *Camber* -  $\Delta$ Toe

Pode-se observar que, independente da configuração inicial escolhida, há uma tendência de se ganhar *camber* positivo quando a suspensão está submetida à *rebound* (-40 a 0mm), e observa-se o contrário quando submetida a *bump* (0 a 40mm). Não necessariamente, ganhar *camber* positivo significa ter o valor maior que zero, esse termo é utilizado para indicar a tendência do valor de *camber* aumentar.

Normalmente, a geometria de uma suspensão terá um ângulo de *camber* estático definido, o que se pretende avaliar nesse item é a variação do ângulo de *camber*, considerando um movimento vertical sincronizado das rodas (*Parallel Wheel-Travel Analysis*). Em geral a trajetória que se descreve segue um arco, como pode ser visto na Fig. (3.8). Portanto, as rodas podem passar por valores de *camber* positivo e negativo durante o *bump* e *rebound* definido na simulação.

Verifica-se na Fig. (5.9) que, segundo os valores de variação de *camber* adotados, partindo-se de um *camber* positivo de +1°, após um *bump* de 30 mm, é que esse tende a ser ligeiramente negativo. Quanto aos outros valores de *camber* adotados, todos negativos, a tendência durante toda a trajetória vertical é que eles permaneçam negativos, contudo entre -40 e 0 mm esses valores se tornam menos negativos.

O desejável para uma suspensão é que mantenha o *camber* negativo independente do curso da roda, pois ao fazer uma curva a roda externa tem a tendência a ganhar *camber* positivo e isso é prejudicial, pois há perda de tração devido à menor área de contato do pneu com o solo. Ao se trabalhar com o *camber* negativo não há o ganho de *camber* positivo e, conseqüentemente, não há tanta perda de tração. Isso pode ser visto na Fig. (5.9), em que a utilização de valores de *camber* negativo (entre  $-5$  e  $-1^\circ$ , aproximadamente) atende à demanda de projeto.

Na Fig. (5.9), pode-se observar que as curvas são idênticas, somente foram transladadas de acordo com a configuração inicial da suspensão.

O efeito que o *caster* causa no ângulo de *camber* pode ser visto na Fig. (5.10). Segundo (Milliken, 1995), com *caster* positivo há a tendência de ganho de *camber* negativo na roda externa à curva, ou seja, em *bump* (0 a 40mm) e perda de *camber* negativo na roda interna à curva, em *rebound* (-40 a 0mm).

Quanto à influência do *toe* na variação do *camber*, a Fig. (5.11) mostra que pode ser considerada desprezível.

### 5.3.1.3 – Trilha Mecânica do Caster

As Fig. (5.12), (5.13) e (5.14) apresentam a variação da trilha mecânica do *caster* em função do curso da roda de -40mm a 40mm

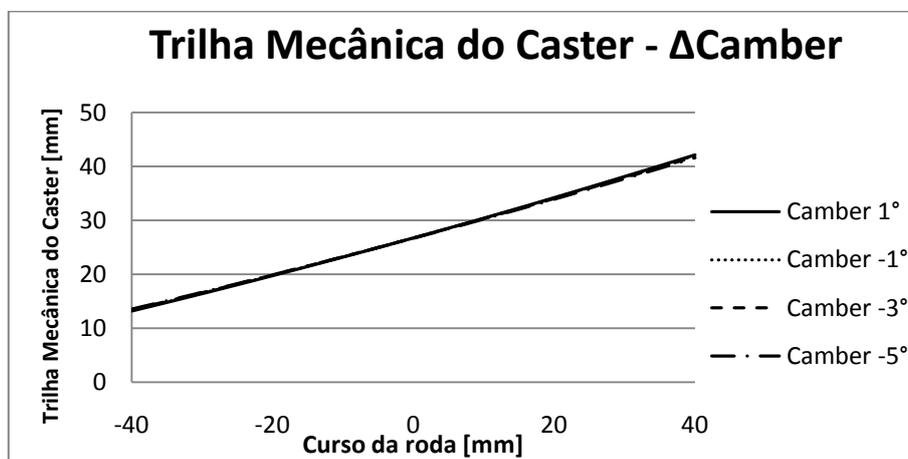


Figura 5. 12 - Gráfico Trilha Mecânica do Caster –  $\Delta$ Camber

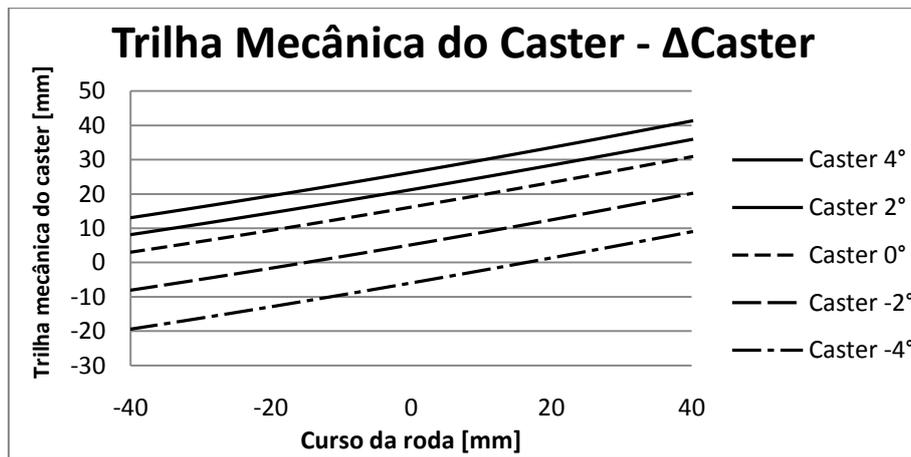


Figura 5.13 - Gráfico Trilha Mecânica do Caster -  $\Delta$ Caster

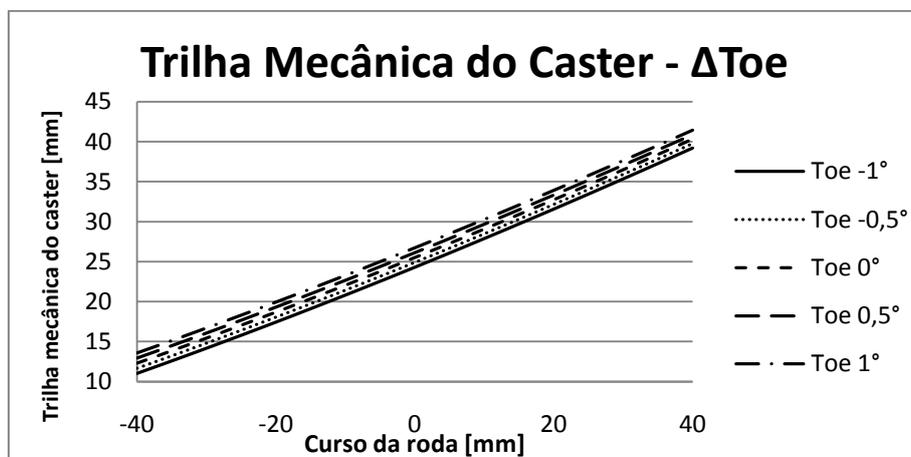


Figura 5.14 - Gráfico Trilha Mecânica do Caster -  $\Delta$ Toe

A variação de *camber* e do *toe* não tem influência sobre a trilha mecânica do *caster* como pode ser observado nas Fig. (5.12) e Fig (5.14). Esse parâmetro está totalmente relacionado com a variação do ângulo de *caster* devido ao curso da suspensão. Dessa maneira, quanto maior esse valor, maior é a força necessária do piloto para girar o volante para fazer uma curva, visto que o torque restaurador será maior nessas condições.

A Fig. (5.13) mostra o efeito da variação do *caster* sobre a trilha mecânica formada por ele. Esse parâmetro é o que sofre influência mais direta pela variação do *caster* e afeta diretamente o comportamento da direção do veículo. Sua influência está intimamente ligada à dirigibilidade do carro como dito na seção 3.2.4.3, em geral, pilotos tendem a preferir um carro com a direção mais “pesada”, ou seja, com valores de *caster* mais altos, pois se tem mais controle da direção, gerando maior estabilidade em retas. Nessa simulação não foi utilizado o sistema de direção.

As curvas da Fig. (5.12) estão sobrepostas e não apresentam variação entre seus valores.

### 5.3.1.4 – Roll Camber Coefficient

Os gráficos da Fig. (5.15), (5.16) e (5.17) apresentam os resultados das simulações para o parâmetro *roll camber coefficient*.

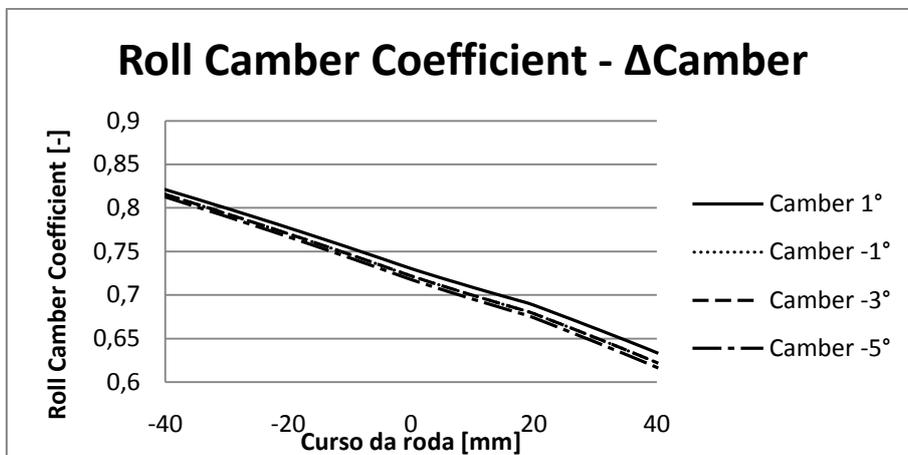


Figura 5. 15 - Gráfico *Roll Camber Coefficient* –  $\Delta$ Camber

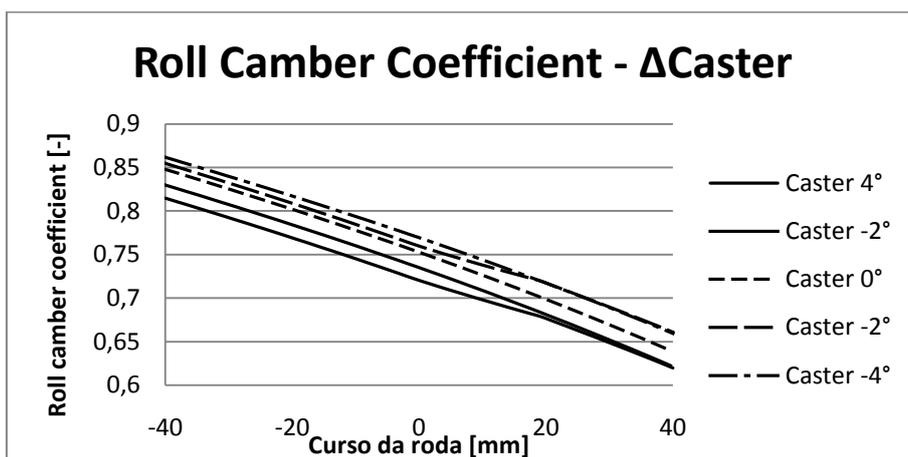


Figura 5. 16 - Gráfico *Roll Camber Coefficient* -  $\Delta$ Caster

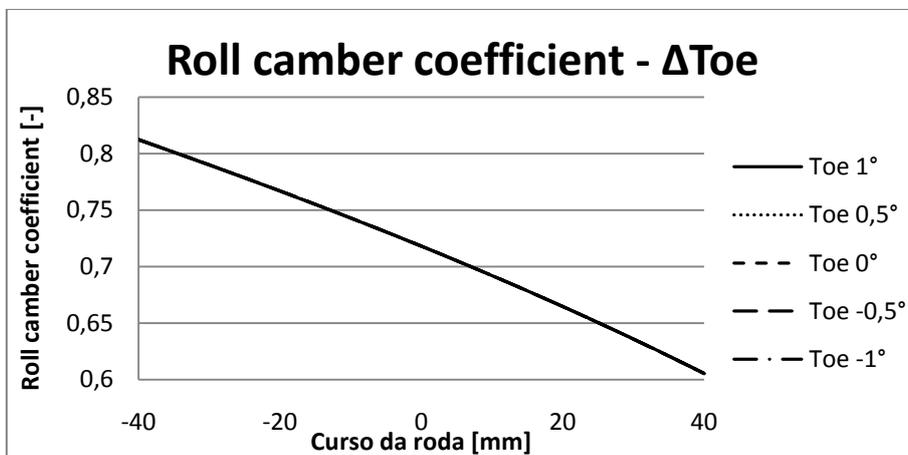


Figura 5. 17 - Gráfico *Roll Camber Coefficient* -  $\Delta$ Toe

Os gráficos da Fig. (5.15), (5.16) e (5.17) apresentam o *roll camber coefficient*, quando esse parâmetro é positivo indica que há o ganho de *camber* por grau de rolagem do chassi, ou seja, ao realizar uma curva o pneu tende a ganhar *camber* positivo. Quanto menor esse valor, menor é o ganho de *camber* positivo em relação à rolagem e, conseqüentemente, melhor é o contato do pneu com o solo em curvas. Nota-se que a variação do *caster* gera uma pequena diferença entre as curvas do coeficiente de rolagem em função do curso dos pneus.

As curvas da Fig. (5.17) estão sobrepostas e não apresentam variação entre seus valores.

### 5.3.1.5 – Roll Steer

Os gráficos das Fig. (5.18), (5.19) e (5.20) apresentam os gráficos da mudança da direção (*roll steer*) em função do deslocamento (curso) da roda.

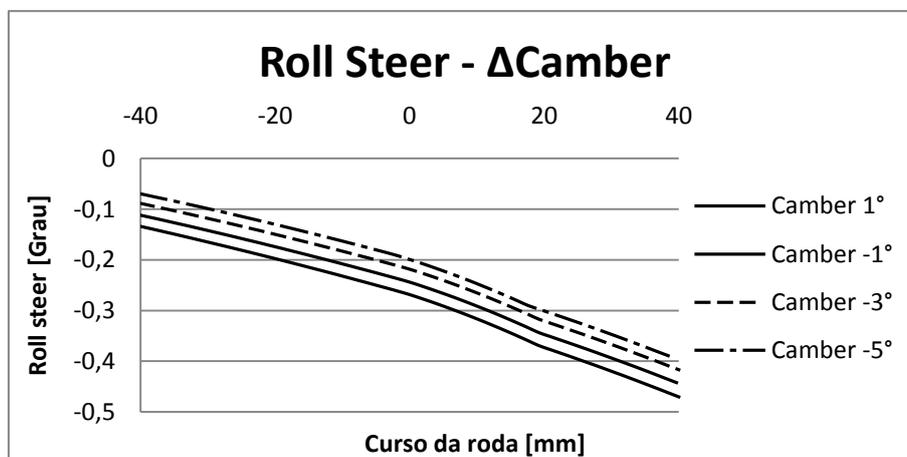


Figura 5. 18 - Gráfico Roll Steer – ΔCamber

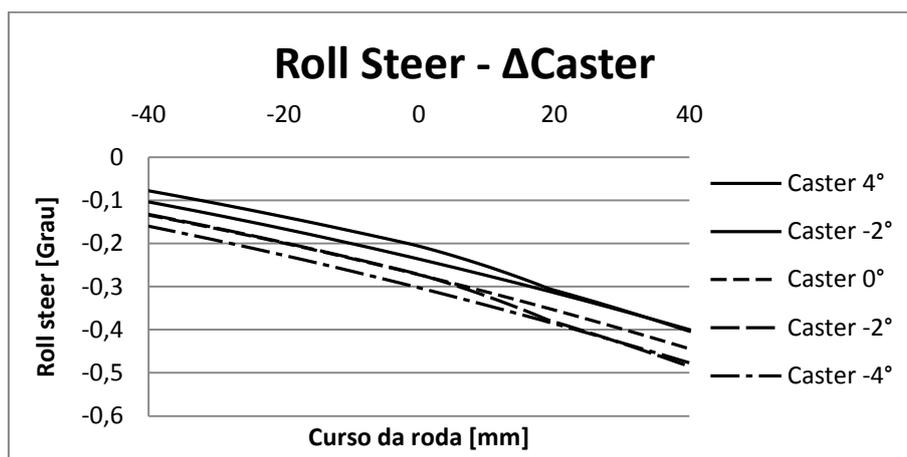


Figura 5. 19 - Gráfico Roll Steer - ΔCaster

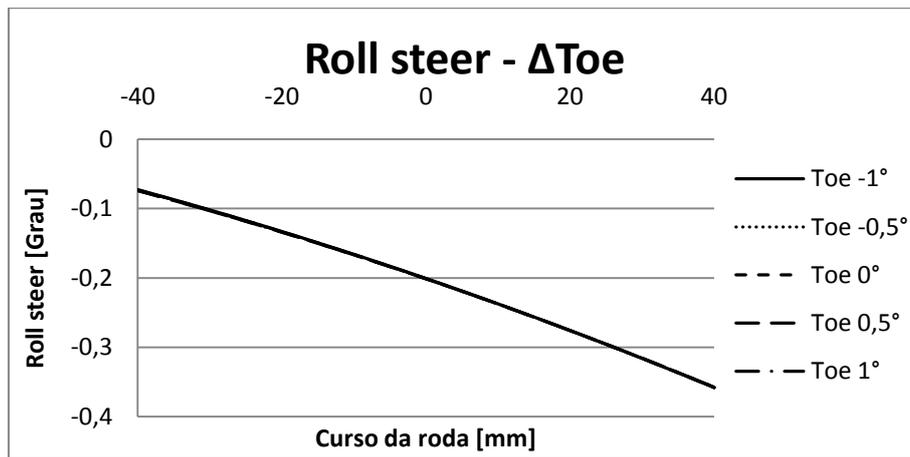


Figura 5. 20 - Gráfico *Roll Steer - ΔToe*

Os gráficos das Fig. (5.18), (5.19) e (5.20) apresentam os resultados da mudança da direção em função do deslocamento (curso) da roda. Pode-se observar que a influência da variação dos parâmetros das simulações é muito pequena para o *Roll Steer*. Mesmo que pequena estas variações aparecerem apenas quando se varia o *camber* e *caster*. Percebe-se ainda que nas Fig. (5.18) e (5.19), o feixe de curvas tem uma variação entre -0,1 e -0,5. Porém, a variação na convergência diminui essa taxa de variação do conjunto de curvas. Além disso, há uma tendência a valores negativos, pode-se inferir que o aumento do ângulo de rolagem não exige um aumento do ângulo de esterçamento.

As curvas das Fig. (5.20) estão sobrepostas e não apresentam variação entre seus valores.

### 5.3.1.6 – *Scrub Radius*

Os gráficos das Fig. (5.22), (5.22) e (5.23) mostram a variação do *scrub* em função do curso da roda.

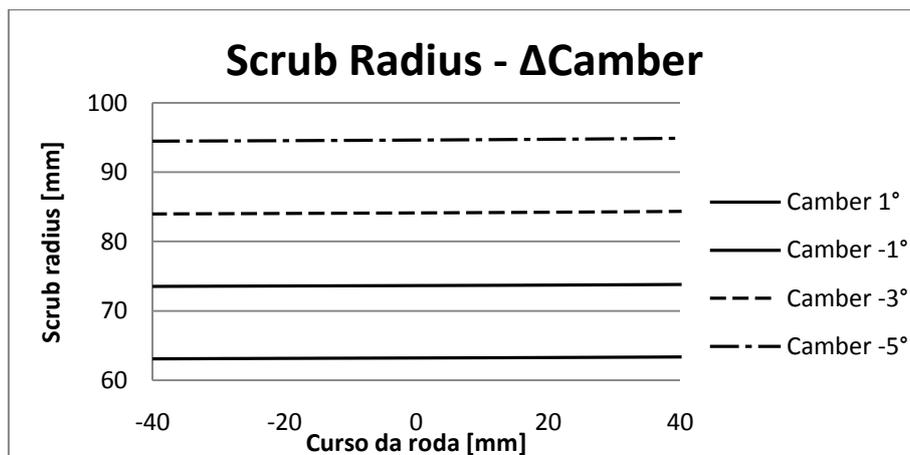


Figura 5. 21 - Gráfico *Scrub Radius – ΔCamber*

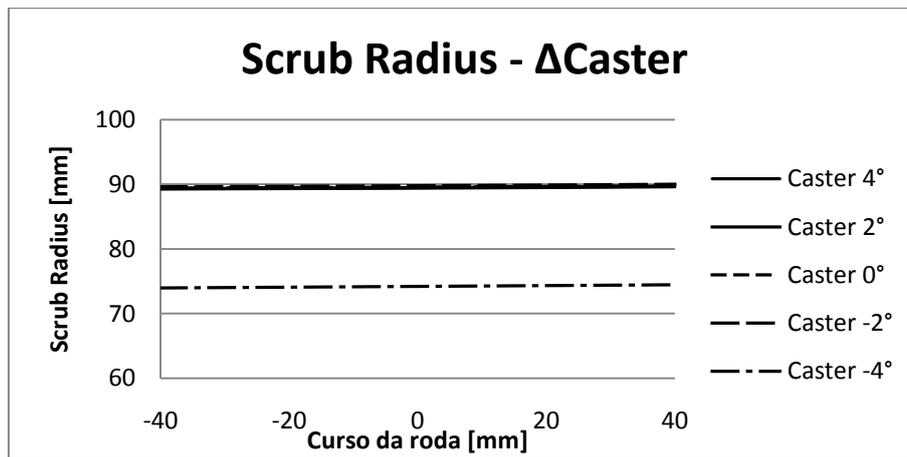


Figura 5.22 - Gráfico *Scrub Radius* -  $\Delta$ Caster

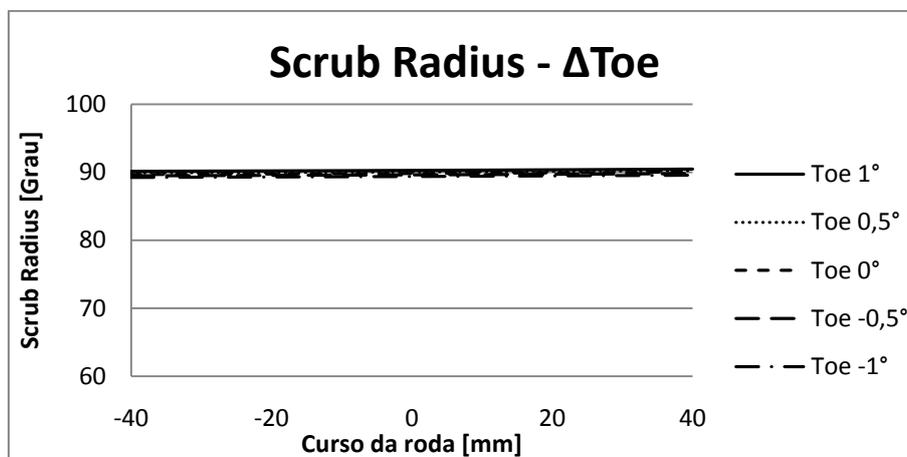


Figura 5.23 - Gráfico *Scrub Radius* -  $\Delta$ Toe

Esse parâmetro está relacionado com a estabilidade do carro em retas. Dessa maneira, quanto menor esse parâmetro melhor é a estabilidade, ou seja, menos a roda irá oscilar em torno de uma linha reta. A configuração que tem a maior influência, ou seja, a que dá menor estabilidade ao pneu em retas é a que tem o valor de *camber*  $-5^\circ$  na Fig. (5.21). Portanto, a melhor configuração seria com o menor *camber*. Isso porque segundo a Fig. (5.21), a  $-5^\circ$  mais distante estará o plano central da roda do *kingpin*. Relativamente ao *caster*, Fig. (5.22), o *caster* maior trará o *kingpin* projetado no plano da pista para próximo do plano central da roda. Percebe-se, entretanto, que a mudança do *caster* de  $-2^\circ$  para  $-4^\circ$  implica em uma sensibilidade grande da geometria.

### 5.3.1.7 – Ângulo de Convergência (*Toe Angle*)

Os gráficos da Fig. (5.24), (5.25) e (5.26) apresentam o valor da variação de *toe* em função do curso da roda.

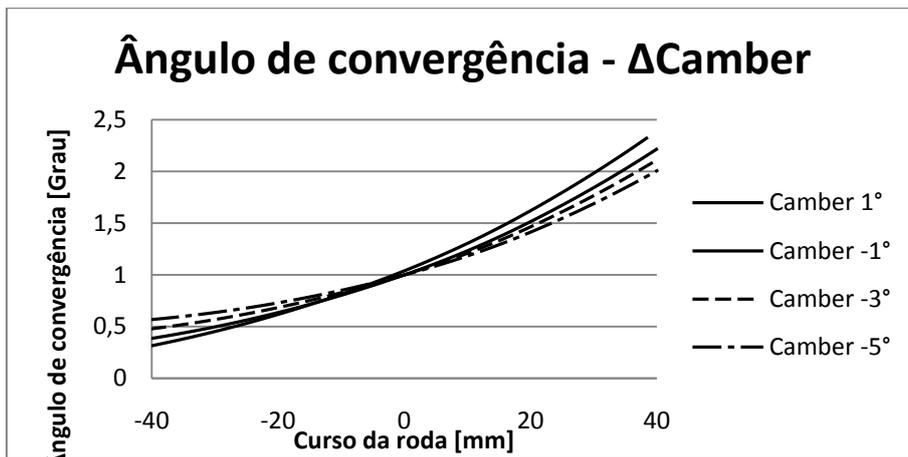


Figura 5. 24 - Gráfico Ângulo de Convergência (*Toe angle*) –  $\Delta$ Camber

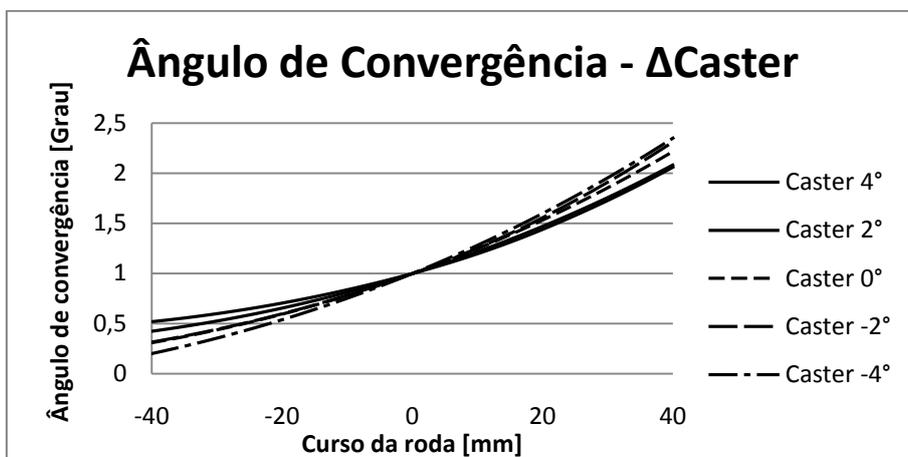


Figura 5. 25 - Gráfico Ângulo de Convergência (*Toe angle*) –  $\Delta$ Caster

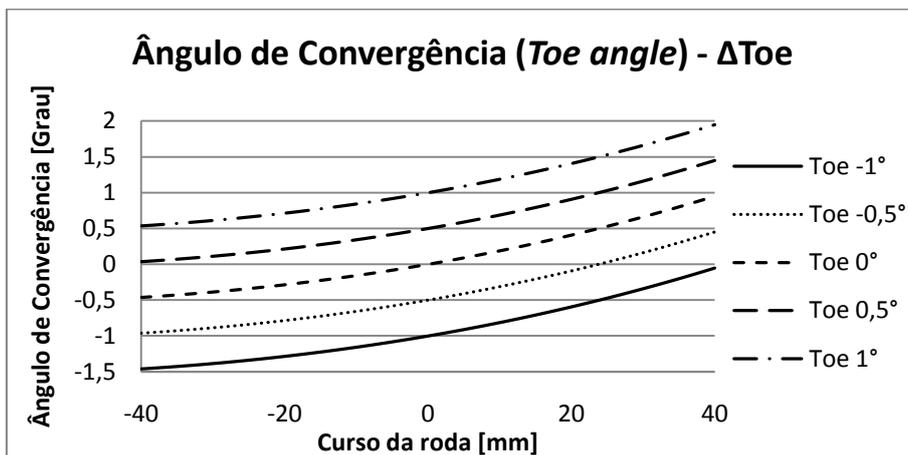


Figura 5. 26 - Gráfico Ângulo de Convergência (*Toe angle*) –  $\Delta$ Toe

A variação desse parâmetro sob a influência do *camber* e do *caster* é bem semelhante e mínima em todos os casos. Já na Fig. (5.26) observa-se que o alinhamento estático preparado para o carro pode determinar a intensidade do efeito causado na variação do *toe* com o curso da roda. Em geral, carros de corrida tendem a utilizar esse alinhamento ligeiramente divergente, ou seja, negativo.

## 5.4 – RESULTADOS SUSPENSÃO TRASEIRA

Assim como na suspensão dianteira, foram avaliados os mesmos parâmetros: *camber*, *caster* e *toe*. Entretanto os valores utilizados nessas variações foram diferentes e seguiram o seguinte padrão:

- $\Delta\text{Camber}$ : Variou-se o *camber* da suspensão de  $-5^\circ$  a  $1^\circ$ . Os outros parâmetros foram mantidos constantes com os valores: *caster*=  $6^\circ$  e *toe*=  $0,5^\circ$ .
- $\Delta\text{Caster}$ : Variou-se o *caster* da suspensão de  $6^\circ$  a  $0^\circ$ . Os outros parâmetros foram mantidos constantes com os valores: *camber*=  $-3^\circ$  e *toe*=  $0,5^\circ$ .
- $\Delta\text{Toe}$ : Variou-se o *toe* de  $-1^\circ$  a  $1^\circ$ . O *camber* foi mantido em  $-3^\circ$  e o *caster* em  $6^\circ$ .
- Todos os dados foram obtidos para o curso da suspensão de -40 a 40mm.

Tabela 5. 2 - Resumo das simulações da suspensão traseira

Simulação	Traseira		
	Camber	Caster	Toe
Dcamber	-5 a $1^\circ$	$6^\circ$	$0,5^\circ$
DCaster	$-3^\circ$	6 a $0^\circ$	$0,5^\circ$
DToe	$-3^\circ$	$6^\circ$	-1 a $1^\circ$

### 5.4.1 – Avaliação dos resultados

#### 5.4.1.1 – Anti-lift

As Fig. (5.27), (5.28) e (5.29), mostram o comportamento do *anti-lift* da suspensão traseira.

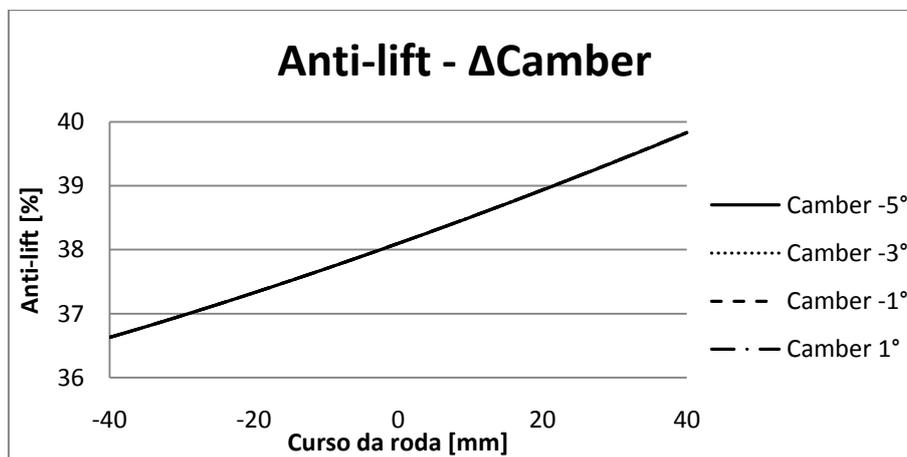


Figura 5. 27 - Gráfico *Anti-lift* -  $\Delta\text{Camber}$

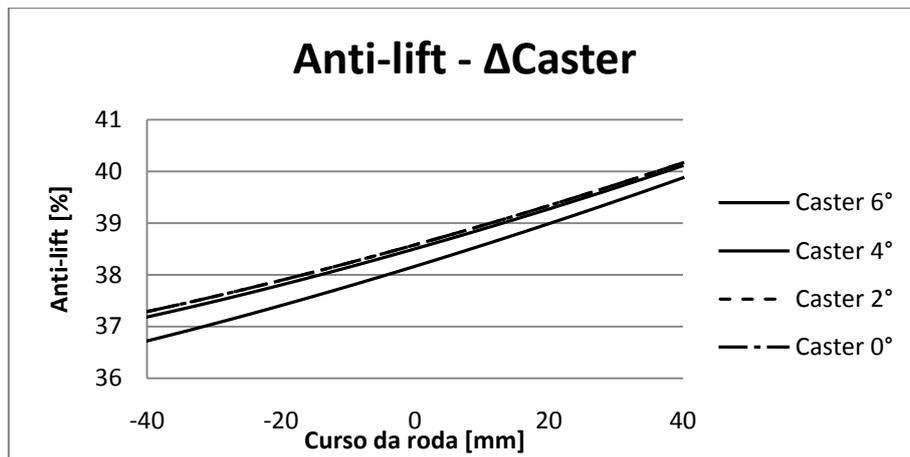


Figura 5. 28 - Gráfico *Anti-lift* -  $\Delta$ Caster

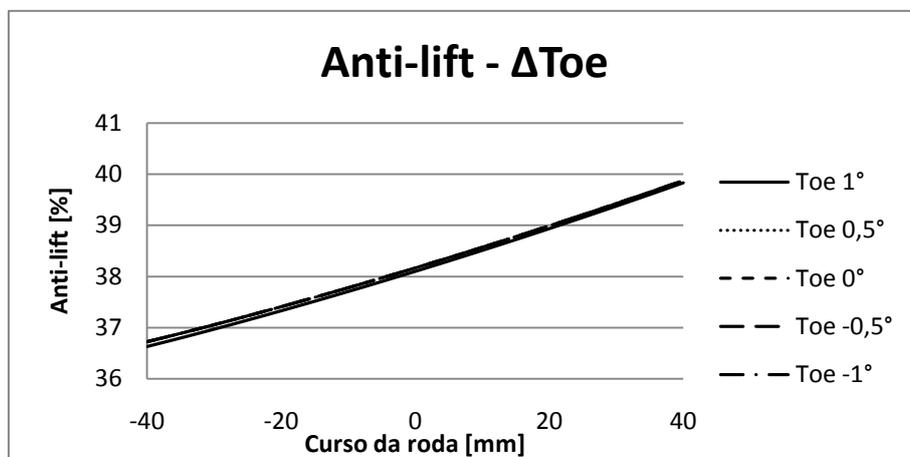


Figura 5. 29 - Gráfico *Anti-lift* -  $\Delta$ Toe

Pode-se perceber que a variação dos parâmetros de teste não tem influência sobre o *anti-lift*, exceto na simulação para o valor de 6° do *caster* na Fig. (5.28). Isso se deve ao fato da localização dos pontos de fixação da manga de eixo que proporcionam esse valor de *caster*, pois são esses pontos de fixação os responsáveis pela determinação desse parâmetro, conforme visto na seção 3.2.3.

As curvas das Fig. (5.27) e (5.29) estão sobrepostas e não apresentam variação entre seus valores.

#### 5.4.1.2 – Ângulo de *Camber*

As Fig. (5.30), (5.31) e (5.32) exibem os gráficos do ângulo de *camber* em função da variação dos parâmetros previamente apresentados.

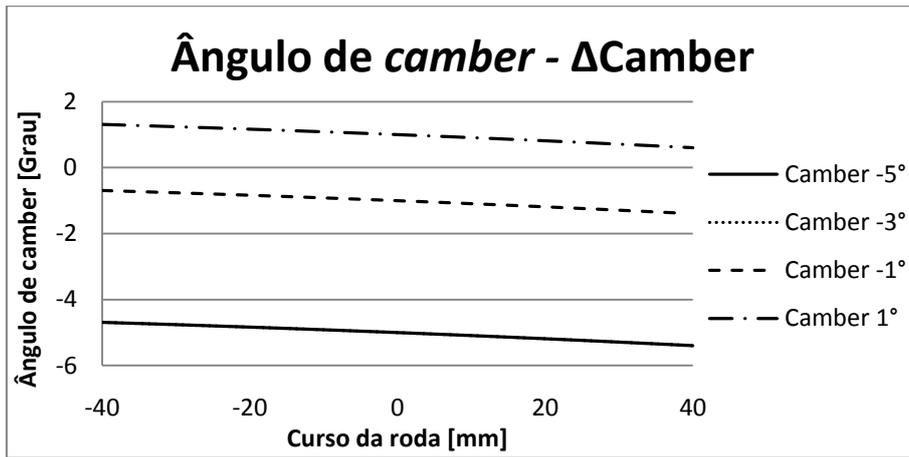


Figura 5. 30 - Gráfico Ângulo de *Camber* -  $\Delta$ Camber

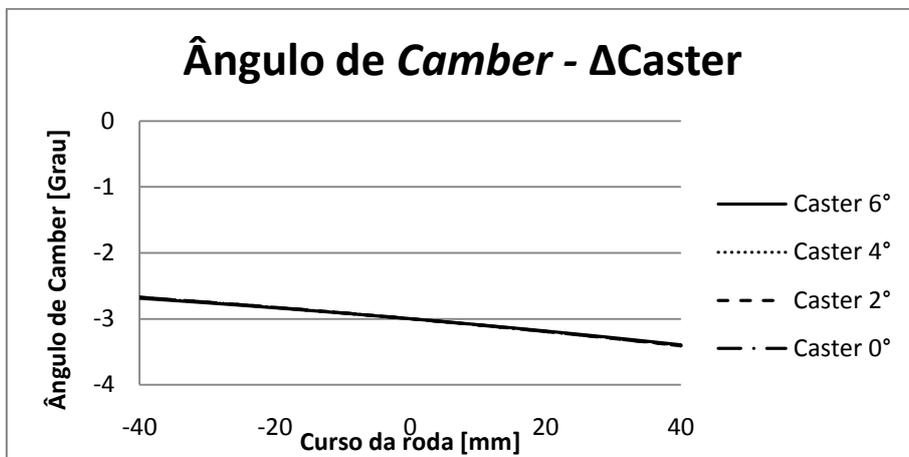


Figura 5. 31 - Gráfico Ângulo de *Camber* -  $\Delta$ Caster

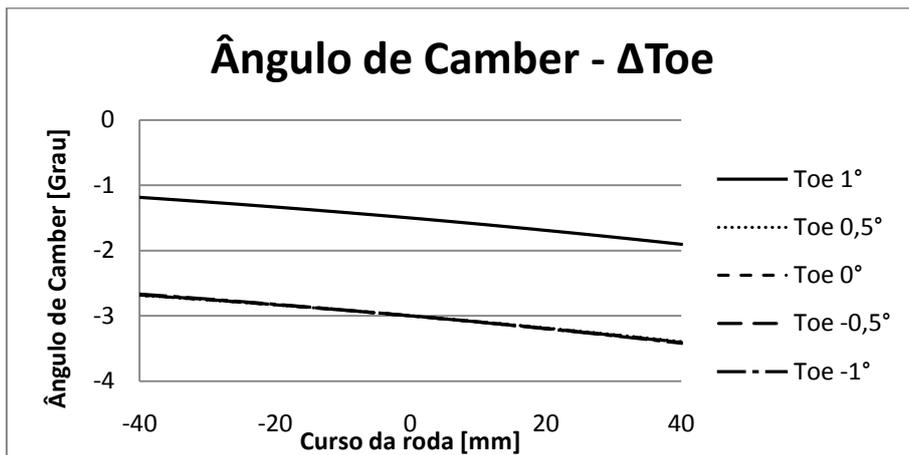


Figura 5. 32 - Gráfico Ângulo de *Camber* -  $\Delta$ Toe

O ângulo de *camber* está diretamente relacionado com o contato do pneu com a pista durante as curvas. Por isso, deve ser mantido negativo para que esse objetivo possa ser alcançado. Os gráficos mostram que a variação do *camber* com o curso da roda não é grande como na suspensão dianteira, Fig.(5.8), (5.9) e (5.10).

Como o *camber* não pode ser precisamente definido estaticamente para o melhor desempenho do carro, é preciso a tomada de temperatura dos pneus para defini-lo. A utilização do alinhamento estático com menor valor é mais recomendada para início de testes na pista.

Valores de pouca inclinação de *camber*,  $-1^\circ$  e  $1^\circ$  da Fig. (5.30), são pouco utilizados em competições, esses valores podem ser utilizados em alguns carros de passeio mais esportivos.

As curvas das Fig. (5.31) estão sobrepostas e não apresentam variação entre seus valores.

### 5.4.1.3 – Trilha Mecânica do Caster

As Fig. (5.33), (5.34) e (5.35) apresentam os resultados das simulações para o parâmetro trilha mecânica do *caster*.

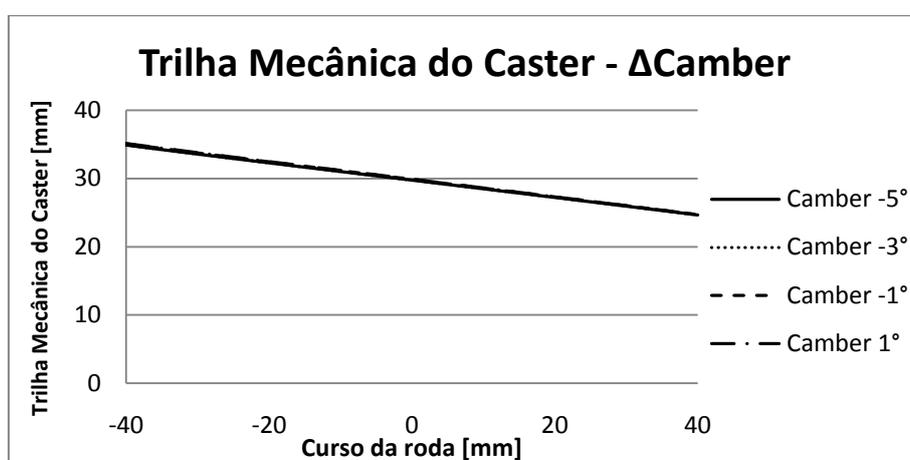


Figura 5. 33 - Gráfico Trilha Mecânica do Caster -  $\Delta$ Camber

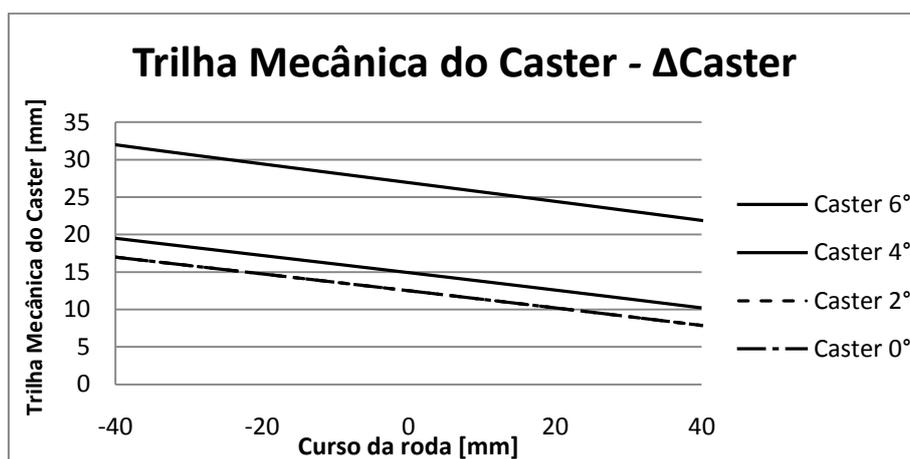


Figura 5. 34 - Gráfico Trilha Mecânica do Caster -  $\Delta$ Caster

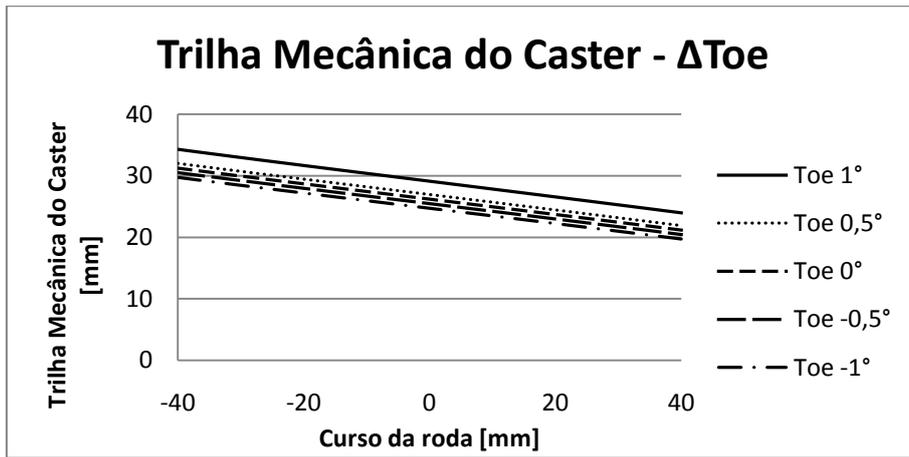


Figura 5. 35 - Gráfico Trilha Mecânica do *Caster* -  $\Delta$ Toe

A trilha mecânica do *caster* não tem necessidade de ser avaliada para a suspensão traseira. Na traseira não há barra de direção e, conseqüentemente, não há rotação da roda para mudança de direção. Esse parâmetro deveria ser avaliado se o sistema em questão fosse *Four-Wheel Steering*. Nesse sistema, as rodas traseiras do carro possuem um sistema de direção, de menor curso que a dianteira, que auxiliam durante uma curva.

As curvas das Fig. (5.33) estão sobrepostas e não apresentam variação entre seus valores.

#### 5.4.1.4 – Roll Camber Coefficient

As Fig. (5.36), (5.37) e (5.38) apresentam os resultados das simulações para o parâmetro *roll camber coefficient*.

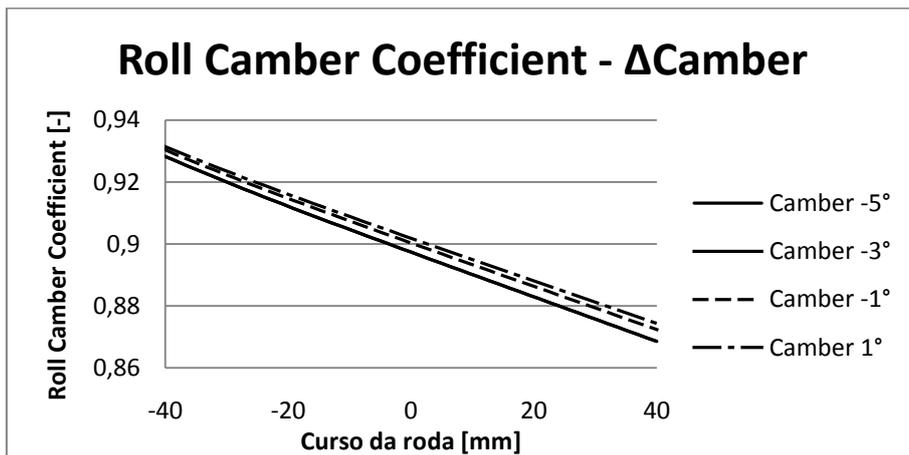


Figura 5. 36 - Gráfico *Roll camber coefficient* -  $\Delta$ Camber

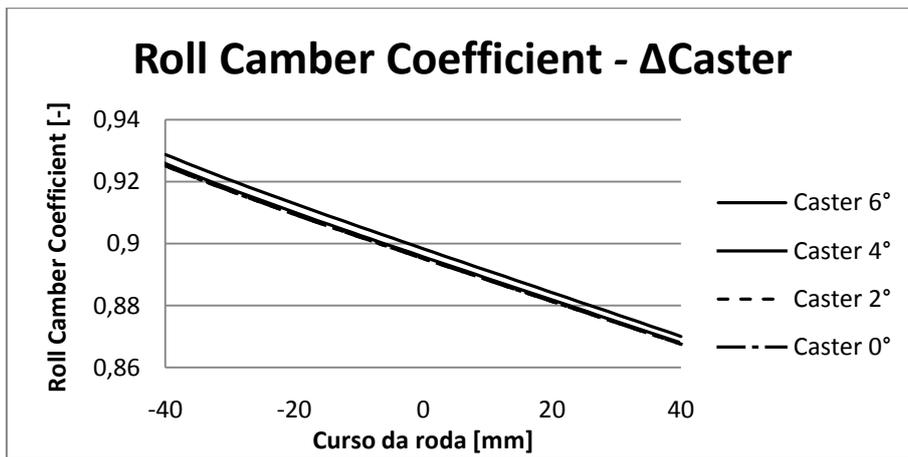


Figura 5.37 - Roll Camber Coefficient -  $\Delta$ Caster

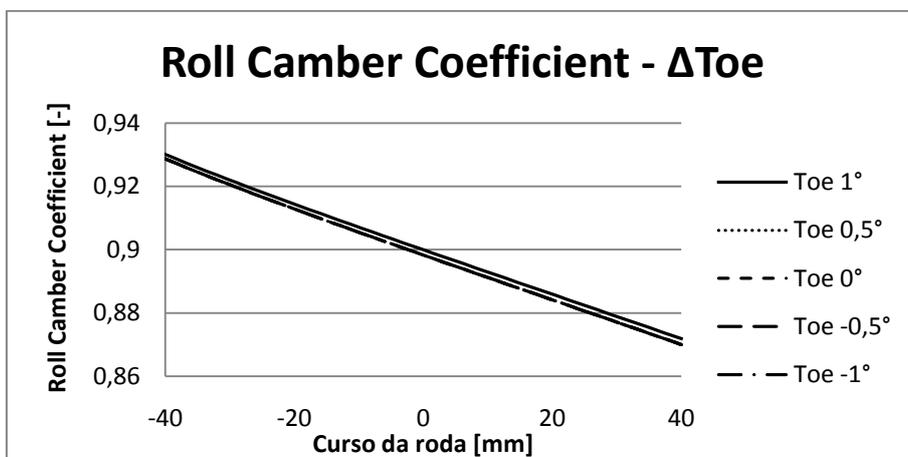


Figura 5.38 - Gráfico Roll Camber Coefficient -  $\Delta$ Toe

Percebe-se nas Fig. (5.36), (5.37) e (5.38) que os parâmetros avaliados nas simulações não exercem influência sobre o *Roll Camber Coefficient*. Na Fig. (5.36) há uma pequena diferença entre as curvas, porém não é significativa. Quando esse parâmetro é positivo indica que há o ganho de *camber* por grau de rolagem do chassi, ou seja, ao realizar uma curva, o pneu tende a ganhar *camber* positivo. Quanto menor esse valor, menor é o ganho de *camber* positivo em relação à rolagem e, conseqüentemente, melhor é o contato do pneu com o solo em curvas.

#### 5.4.1.5 – Roll Steer

Os gráficos das Fig. (5.39), (5.40) e (5.41) apresentam os gráficos da mudança da direção em função do deslocamento (curso) da roda.

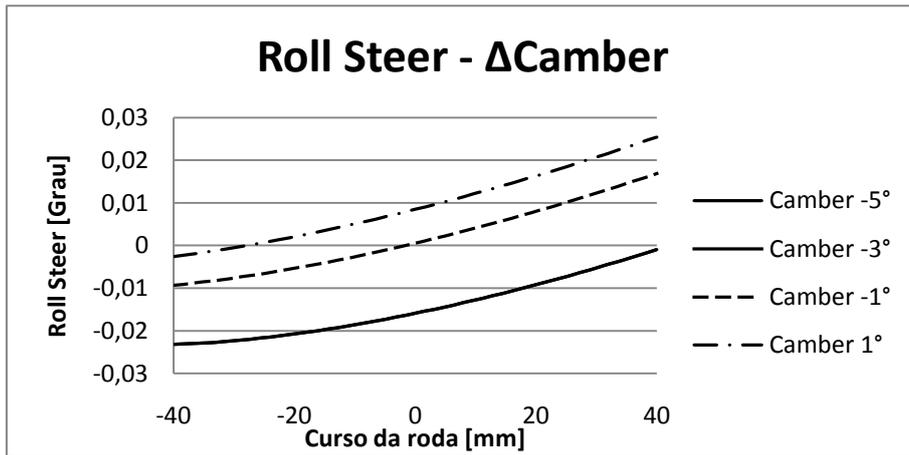


Figura 5. 39 - Gráfico *Roll steer* -  $\Delta$ Camber

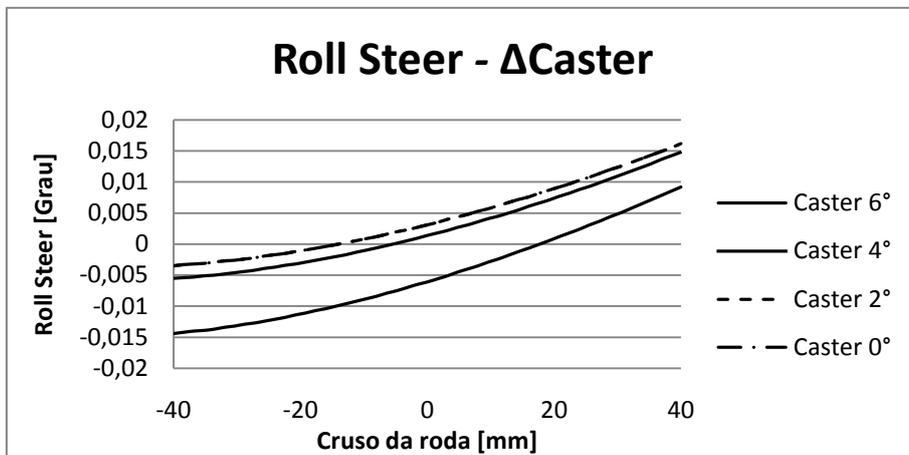


Figura 5. 40 - Gráfico *Roll Steer* -  $\Delta$ Caster

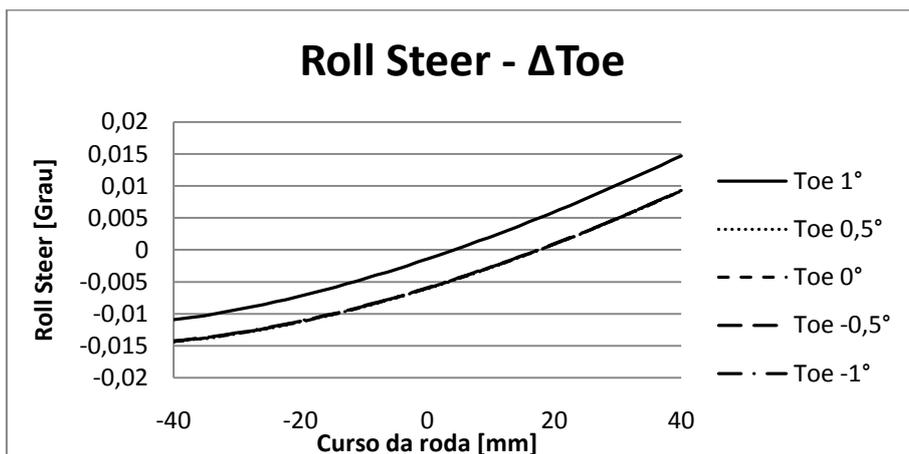


Figura 5. 41 - Gráfico *Roll Steer* -  $\Delta$ Toe

Percebe-se, independente do parâmetro avaliado, que há a variação de divergente (-40mm) para convergente (40mm). Nesse caso, quanto menor a variação do *roll steer*, melhor para o carro, pois não haverá variação da direção da roda com o curso da suspensão.

### 5.4.1.6 – Scrub Radius

Os gráficos das Fig. (5.42), (5.43) e (5.44) mostram a variação do *scrub* em função do curso da roda.

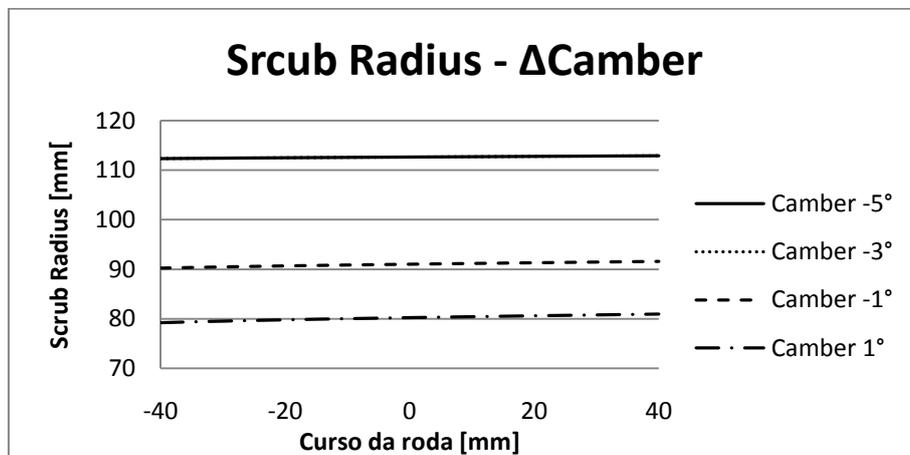


Figura 5. 42 - Gráfico *Scrub Radius* -  $\Delta$ Camber

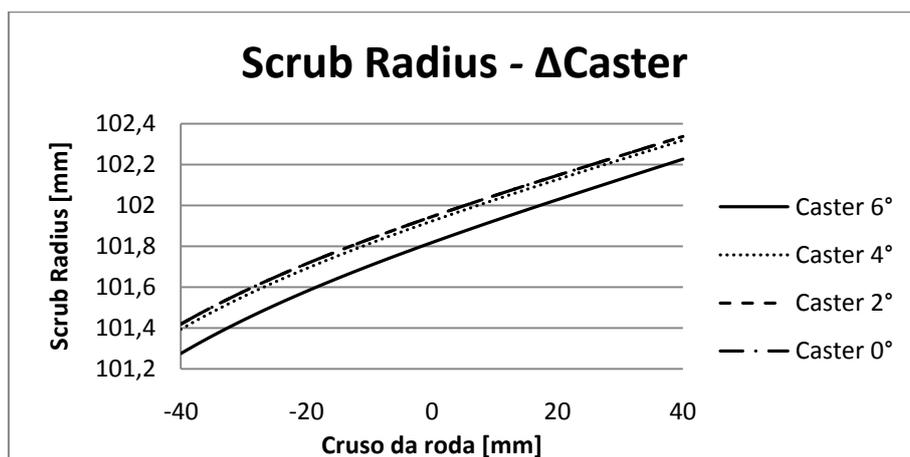


Figura 5. 43 - Gráfico *Scrub Radius* -  $\Delta$ Caster

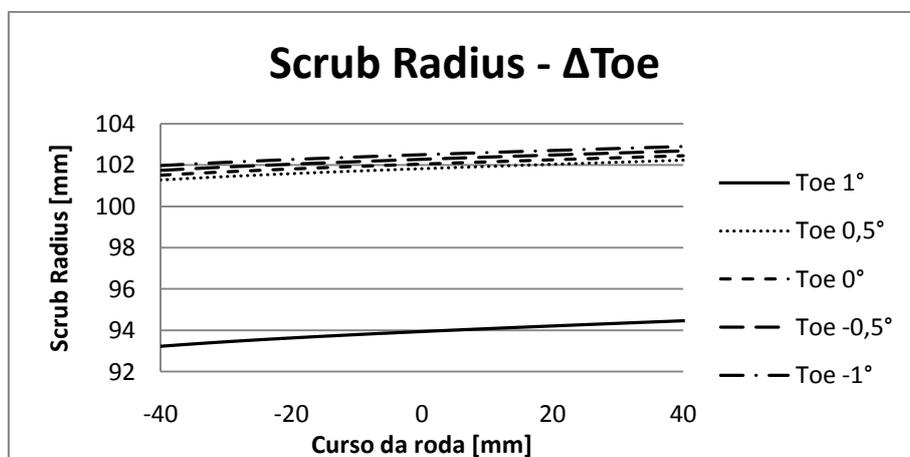


Figura 5. 44 - Gráfico *Scrub Radius* -  $\Delta$ Toe

Esse parâmetro está relacionado com a estabilidade do carro em retas. Dessa maneira, quanto menor esse parâmetro, melhor é a estabilidade, ou seja, menos a roda irá oscilar em torno de uma linha reta. A configuração que tem a maior influência, ou seja, a que dá menor estabilidade ao pneu em retas, é a que tem o valor de *camber* 1° na Fig. (5.42). Na Fig. (5.43) observa-se que há pouca influência do *caster*. E na Fig. (5.44) o valor de *toe* que dá o menor *scrub* é com as rodas divergentes em 1°.

#### 5.4.1.7 – Ângulo de Convergência (*Toe angle*)

Os gráficos da Fig. (5.45), (5.46) e (5.47) apresentam o valor da variação de *toe* em função do curso da roda.

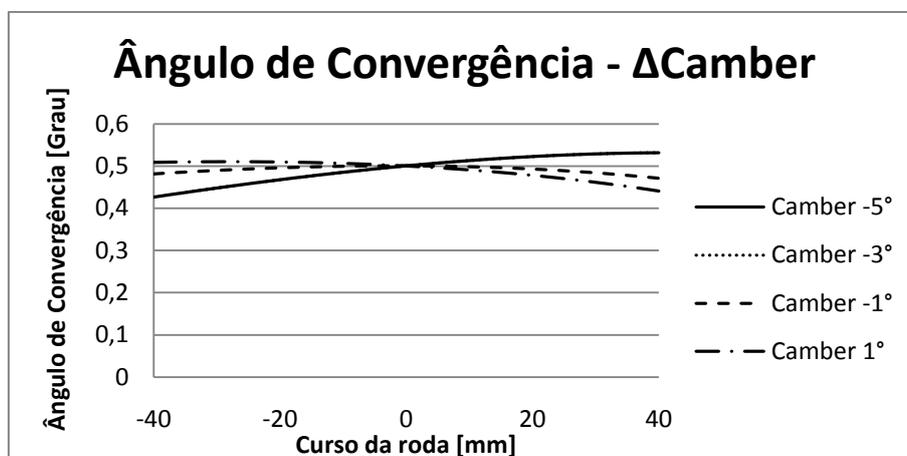


Figura 5. 45 - Gráfico ângulo de convergência -  $\Delta$ Camber

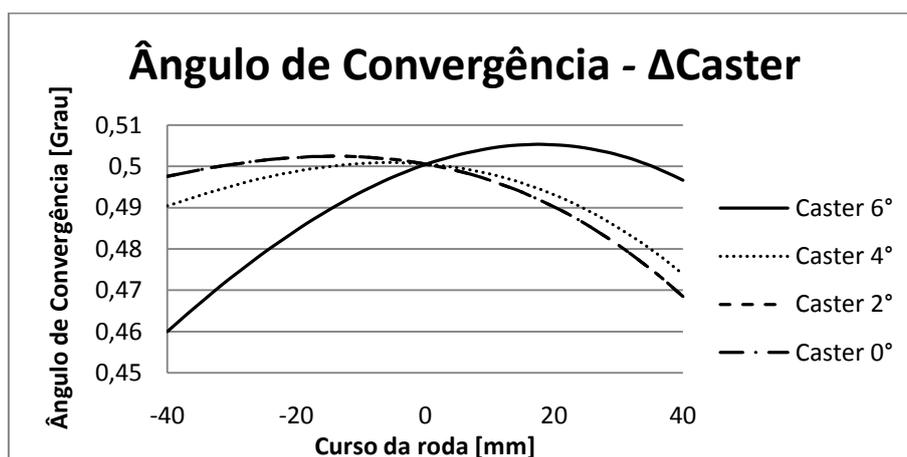


Figura 5. 46 - Gráfico Ângulo de Convergência -  $\Delta$ Caster

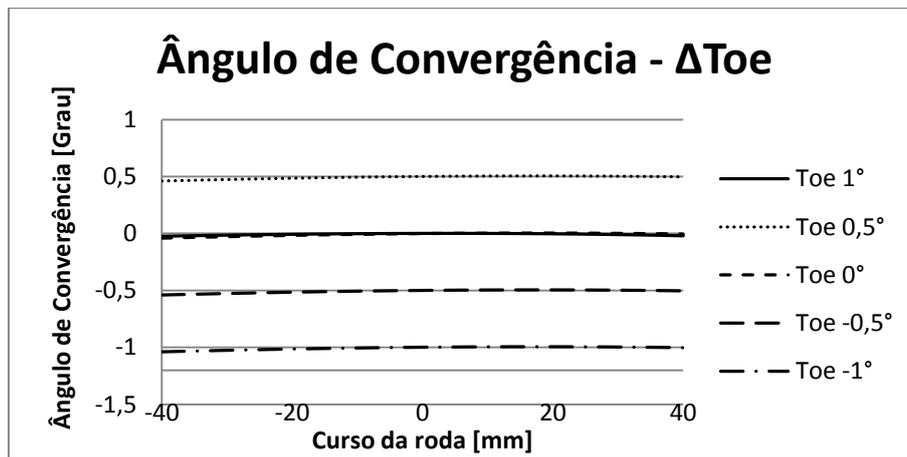


Figura 5. 47 - Gráfico Ângulo de convergência -  $\Delta$ Toe

Nas Fig. (5.45) e (5.46), apesar das curvas aparentarem uma grande variação de *toe*, essa mudança é pequena, como se pode observar na escala do gráfico. Mas de qualquer maneira, deve-se atentar para escolher a menor variação possível.

## 5.5 – DISCUSSÕES

No projeto de um sistema de suspensão vários fatores influenciam o desempenho do carro, tais como altura do centro de rolagem, *camber*, convergência, etc. Com isso, alguns itens da geometria devem ganhar maior atenção para que se possa obter o melhor desempenho do veículo tanto em retas, quanto em curvas. Segundo (Smith, 1978), diferentes filosofias de projeto tendem a se equilibrar em termos de tempo de volta, o que se ganhar em retas, perde-se nas curvas e vice-versa.

Um dos objetivos de uma suspensão é fazer com que o pneu tenha o maior contato possível com a pista e, conseqüentemente, proporcione maior força vertical aos pneus. Uma discussão completa sobre características e comportamento dos pneus necessitaria de um capítulo ou um projeto à parte, podendo ser encontrado em (Smith, 1978), (Alexander, 1991) e em (Milliken, 1995). Entretanto, nesse texto serão dadas algumas informações sobre pneus para o melhor embasamento das escolhas tomadas quanto à geometria da suspensão e seu alinhamento.

A força vertical em um pneu é proveniente da soma do percentual do peso total do veículo sobre aquele pneu e da componente vertical da força aerodinâmica. A transferência de peso devido à dinâmica do veículo muda o tempo todo. Essa transferência de peso pode ser longitudinal, devido à aceleração ou frenagem e/ou lateral, durante a mudança de direção. O aumento da força vertical provê basicamente dois resultados, o primeiro é em relação ao coeficiente de atrito do pneu, que tende a diminuir com o aumento da força, Fig.(5.48). O segundo é em relação à força total no pneu, que aumenta com o aumento da força vertical e, conseqüentemente, há o ganho de tração, Fig. (5.49).

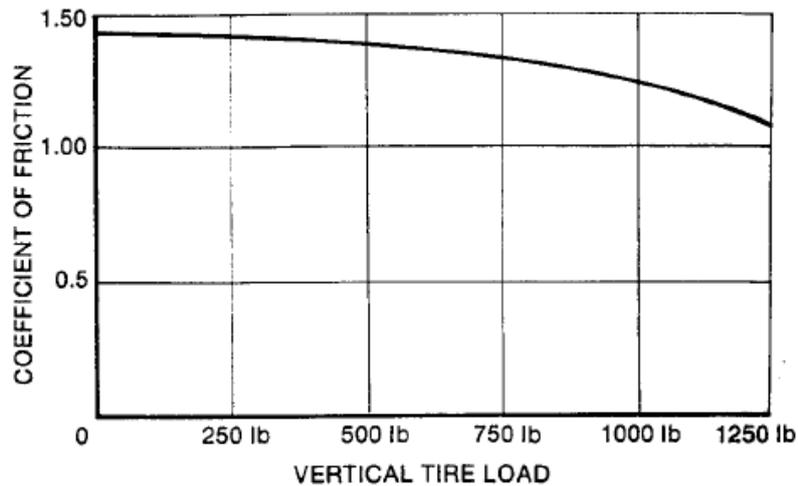


Figura 5. 48 - Coeficiente de fricção X força vertical – Smith (1978)

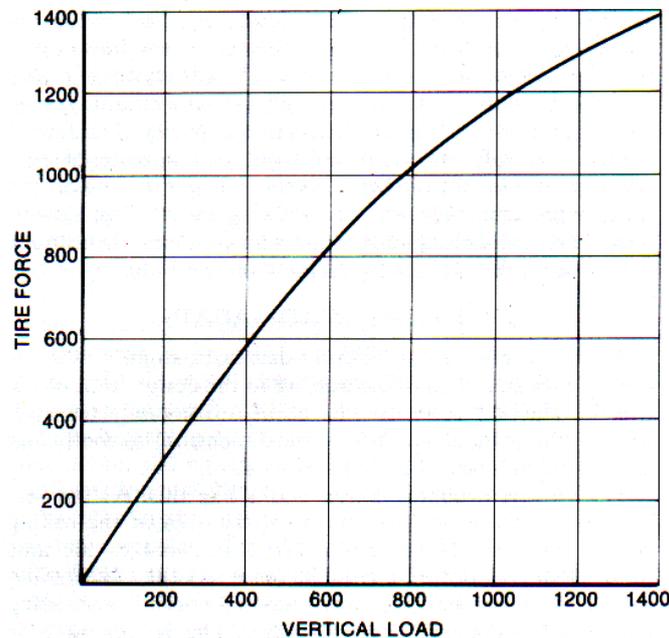


Figura 5. 49 - Força no pneu (lbs) X força vertical (lbs). Ref.: Smith (1978)

Dessa maneira, um dos parâmetros de geometria para o melhor contato do pneu é o *camber*. Segundo (Smith, 1978), o *camber* deve ser escolhido de tal forma a manter a roda da frente, que está mais carregada (externa à curva), mais reta possível do que a roda traseira. Quando o carro entra em uma curva, a combinação de transferências de peso irá comprimir mais a mola dianteira externa e o papel do *camber* é compensar a rolagem do chassi.

De acordo com os resultados obtidos nas simulações desse capítulo para a variação do *camber*, os valores que apresentaram os melhores desempenhos estão entre  $-3$  e  $-5^\circ$  de inclinação.

Entretanto, o uso de cambagem só é realmente interessante durante a execução de curvas, pois a inclinação do pneu em retas, como em provas de aceleração ou frenagem, é prejudicial. A área de contato do pneu com o solo, devido à inclinação do *camber*, é menor do que quando o pneu está com *camber* nulo ( $0^\circ$ ), totalmente perpendicular. Por isso, nas simulações de veículo completo, que serão

apresentadas no Capítulo 6, serão avaliadas as influências do *camber* nas provas de aceleração, frenagem e *skid-pad*.

O *slip angle*, ou ângulo de escorregamento do pneu é definido como o deslocamento angular entre o plano de rotação da roda (direção na qual a roda está apontada) e o caminho de rolamento do pneu, ou seja, o percurso que o pneu se desloca no solo, Smith (1978). Segundo Milliken (1995), se o pneu é defletido ou inclinado e, depois, rolado na pista, ele se move em uma direção com um ângulo relativo à direção que a roda está apontada. A Fig. (5.50) mostra um desenho esquemático do *slip*.

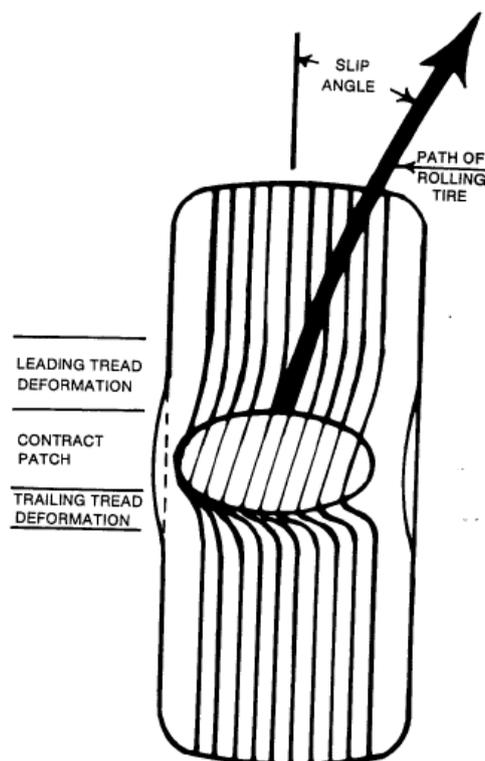


Figura 5. 50 - *Slip Angle* e trajetória do pneu – Ref. Smith (1978)

Quanto à convergência ou divergência das rodas (*toe*), há vários pontos positivos e negativos sobre cada um. Para tornar o veículo dinamicamente mais estável, utiliza-se *toe-in*. Se uma carga é transferida lateralmente entre um par de rodas, por uma irregularidade da pista ou uma rajada de vento, por exemplo, causará um aumento relativo do ângulo de deslizamento (*slip*) da roda com maior carga. Se as rodas estão divergentes quando isso ocorre, a deformação fará com que o veículo se oriente na direção da roda interior, que está apontada para a outra direção. Isso pode ser mais perturbador na frente do carro. Na traseira, a descrição usual é “perda de controle”. Por outro lado, se as rodas estão convergentes, a roda externa tende para a roda interna, mas a roda está apontada na direção que queremos o carro siga e o veículo é auto-corrigido ou dinamicamente estável, (Smith, 1978).

Ao se utilizar um pouco de divergência entre as rodas, diminui-se o *slip angle* dos pneus dianteiros na entrada em uma curva. Essa escolha reduz o potencial de sub-esterçamento, ou *understeer*. O *understeer* é a perda de aderência dos pneus dianteiros, ou como se diz comumente “perder a frente”. O *oversteer*, ou sobre-esterçamento, é a perda de aderência dos pneus traseiros. Porém, se for utilizado muita divergência o veículo se torna instável em *bumps* e em frenagens.

Na traseira, pode-se utilizar convergência para reduzir o potencial de *oversteer* durante aceleração em curvas, pois com o *squat* (deflexão da traseira durante aceleração) do veículo tende-se a convergir um pouco mais as rodas traseiras, o que as faz apontar mais na direção das curvas, melhorando o desempenho em curvas.

Esse parâmetro pode ser avaliado nos gráficos de *roll steer* apresentados anteriormente nas Fig.(5.18), (5.19) e (5.20) para a dianteira, e (5.39), (5.40) e (5.41) para a traseira. É bastante complicado definir um valor para o parâmetro convergência, pois se trata de um ajuste muito fino, em que se ficar um pouco além do previsto podem-se ter inúmeras complicações de instabilidade em retas e em curvas. Outro fator complicador é a característica do piloto que guiará o veículo, há pilotos que preferem, por exemplo, um carro com comportamento mais *oversteer* do que *understeer*.

O *caster* é um parâmetro em que sua mudança não é tão simples quanto uma mudança de *camber* ou de *toe*. Por isso, será utilizado o valor de  $4^\circ$ , pois é o valor que apresenta melhores resultados apresentados nas simulações apresentadas nesse capítulo. Como dito anteriormente, sua função é promover estabilidade em retas, sensibilidade ao piloto e auto-alinhamento. Não há na literatura um valor padrão ou ideal para ele, sabe-se que *caster* positivo causa, na roda externa à curva, um ganho de *camber* negativo quando a direção é esterçada, mas também causa ganho positivo com a rolagem do chassi. Se seu valor for alto ( $>8$  ou  $10^\circ$ ), requer do piloto muita força para virar o carro. Se for muito baixo ( $\cong 0^\circ$ ) o carro fica muito sensível e qualquer toque no volante pode fazer o piloto perder o controle do carro. Caso eles estejam desiguais, direita e esquerda, o carro tenderá a virar sozinho para a direção com maior *caster*, o que causa, também, instabilidade e esforço do piloto para poder segurar o carro na pista.

A avaliação de qual parâmetro poderá melhor se encaixar ao projeto será apresentada no Cap. 6, em que será estudado o comportamento dinâmico do veículo completo e uma análise das forças nos pneus auxiliará para sua determinação.

## 6 – ANÁLISE DO VEÍCULO

*Esse capítulo apresenta as simulações dinâmicas do veículo completo em algumas condições encontradas na competição da Fórmula SAE. O desempenho das suspensões para o veículo em movimento será analisado por gráficos. Será apresentado, também, um breve tutorial para realização das simulações.*

### 6.1 – PREPARAÇÃO E DESCRIÇÃO DAS SIMULAÇÕES PARA VEÍCULO COMPLETO

#### 6.1.1 – Preparação dos subsistemas

Para simular um veículo completo no módulo ADAMS/Car são necessários alguns dos subsistemas básicos para compor o carro, isto significa que nem todas as simulações exigem que todos os subsistemas estejam presentes. Nas simulações aqui realizadas, além das suspensões dianteira e traseira, são necessários outros subsistemas, que no caso do presente trabalho, foram adaptados ou diretamente utilizados dos já existentes na biblioteca do software. Inclusive, a fabricante MSC Software disponibiliza em seu site arquivos específicos para o Fórmula SAE e o Mini-Baja. Como já citado, as suspensões apresentadas configuram adaptações dos modelos disponíveis no site.

Os subsistemas necessários para as simulações são os enumerados abaixo:

- Suspensões dianteira e traseira;
- Sistema de freios;
- Sistema de propulsão – motor, caixa de velocidades (marchas);
- Chassi;
- Pneus e rodas;
- Sistema de direção;

Eles são capazes de garantir o funcionamento básico do veículo proporcionando as ações principais como condução, aceleração e frenagem. Conforme citado, dos subsistemas acima alguns foram adaptados para atender às necessidades do projeto. Isso foi feito por não se tratar do escopo do projeto, além de demandar muito tempo e recursos para a concepção desses componentes.

Entretanto, as modificações feitas nesses modelos não foram somente para o simples encaixe de sistemas, tentou-se aproximar alguns dados condizentes com a realidade do carro Fórmula SAE. Por exemplo, os arquivos disponibilizados na base de dados do programa para o subsistema de motor apresentam apenas dois tipos de motores, totalmente diferentes dos utilizados na competição. Esses dois modelos são um motor V8 de 240HP e um motor V12 de 5 litros e, pelo regulamento da

competição, pode-se ter motores de até 600cc, chegando, portanto, a no máximo a 120cv. Entretanto, a MSC disponibiliza no seu site um banco de dados que contém os dados de um motor de 600cc utilizado na competição. Esse arquivo foi utilizado no subsistema de motor e a sua massa foi estimada em 50 kg.

O subsistema chassi é equivalente ao utilizado pela equipe. Ele possui 150 kg de massa concentrada, que estima todos os componentes embarcados no veículo. Foi adicionada à massa do chassi a massa do piloto com valor estimado de 70 kg. Além disso, foram utilizados os momentos de inércia do chassi que será utilizado pela equipe.

Para o subsistema de roda e pneu, o módulo disponibiliza uma série de arquivos com vários modelos de pneus. O modelo utilizado foi o Packeja 2002 (PAC2002) com dimensões 175/70 R13, pois segundo a tabela da Figura (6.1) apresentada em um dos arquivos de ajuda do ADAMS/Car, esse modelo é o mais abrangente e o mais recomendado para todas as condições de simulação. Além disso, é o modelo que mais condiz com a realidade de um pneu.

MD Adams	Event / Maneuver	ADAMS/ Handling Tire				
		PAC2002 <sup>1</sup>	PAC-TIME <sup>1</sup>	PAC89 <sup>1</sup>	PAC94 <sup>1</sup>	FIALA <sup>1</sup>
Handling	Stand still and start	+	o/+	o/+	o/+	o/+
	Parking (standing steering effort)	+	-	-	-	-
	Standing on tilt table	+	+	+	+	+
	Steady state cornering	+	+	o/+	+	o
	Lane change	+	+	o/+	+	o
	ABS braking distance	+	o/+	o/+	o/+	o
	Braking/power-off in a turn	+	+	o	o	o
	Vehicle Roll-over	+	o	o	o	o
Ride	On-line scaling tire properties	+	-	-	-	-
	Cornering over uneven roads *	o/+	o	o	o	o
	Braking on uneven road *	o/+	o	o	o	o
	Crossing cleats / obstacles	-	-	-	-	-
	Driving over uneven road	-	-	-	-	-
Chassis Control	4 post rig (A/Ride)	+	o/+	o/+	o/+	o/+
	ABS braking control	o/+	o	o	o	o
	Shimmy <sup>2</sup>	o/+	o	o	o	o
	Steering system vibrations	o/+	o	o	o	o
	Real-time	+	-	-	-	-
	Chassis control systems > 8 Hz	o/+	-	-	-	-
Durability	Chassis control with ride	-	-	-	-	-
	Driving over curb	-	-	-	-	-
	Driving over curb with rim impact	o	-	-	-	-
	Passing pothole	-	-	-	-	-
	Load cases	-	-	-	-	-

-	Not possible/Not realistic	* wavelength road o <sup>1</sup> use_mode on trans <sup>2</sup> wheel yawing vibr suspension flexibili
o	Possible	
o/+	Better	
+	Best to use	

Figura 6. 1 - Tabela de seleção dos tipos de pneus – Ref. Arquivo de ajuda do ADAMS/Car

Para o sistema de freios não foi feita nenhuma modificação, por não ser necessário. Já no sistema de direção foi feita uma única mudança na razão entre o pinhão e a cremalheira para o valor de 1:16, valor sugerido por (Smith, 1978).

### 6.1.1 – Tutorial das simulações

Na interface padrão do ADAMS/Car (*Standard Interface*), no menu principal na opção *Simulate*, há uma grande quantidade de simulações que se referem ao veículo completo nas mais diversas condições. Cada simulação pode ser feita em, no mínimo, duas condições, pistas em duas ou três dimensões. As pistas de duas dimensões são planas e pode-se trabalhar com a mudança de direção de diversas formas. Já as pistas em três dimensões possuem irregularidades e simulam condições mais reais de pistas, por exemplo, existe no banco de dados um arquivo com as características da pista de Imola, na Itália. Uma grande vantagem que o programa oferece é a criação de pistas novas ou a edição das existentes.

Inicia-se uma simulação em pista pela montagem do modelo, ou seja, a criação do *Assembly*. Para isso devem ser criados os subsistemas explicados na seção 6.1.1 e na seção 5.1. Para fazer a montagem dos subsistemas, deve-se acessar o menu *File>New>Full-Vehicle Assembly*. Isso fará abrir uma janela, Fig. (6.2), em que se selecionam os arquivos referentes aos subsistemas que irão compor o modelo do veículo completo. Nessa janela, deve-se escolher os subsistemas básicos criados e também deve ser dado um nome ao *Assembly*. Depois de concluída essa etapa, é possível visualizar o modelo na área de trabalho do programa, como ilustrado na Fig. (6.3). A partir desse ponto já é possível realizar as simulações. O menu suspenso da janela, o *Vehicle Test Rig*, é um subsistema padrão do programa. Sua função é fazer a comunicação entre o modelo e as condições impostas nele.

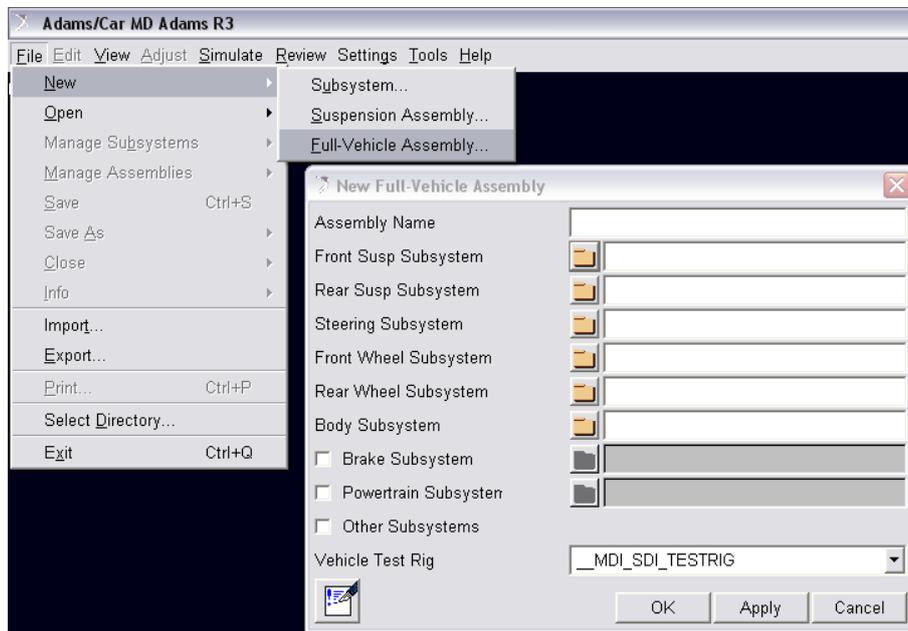
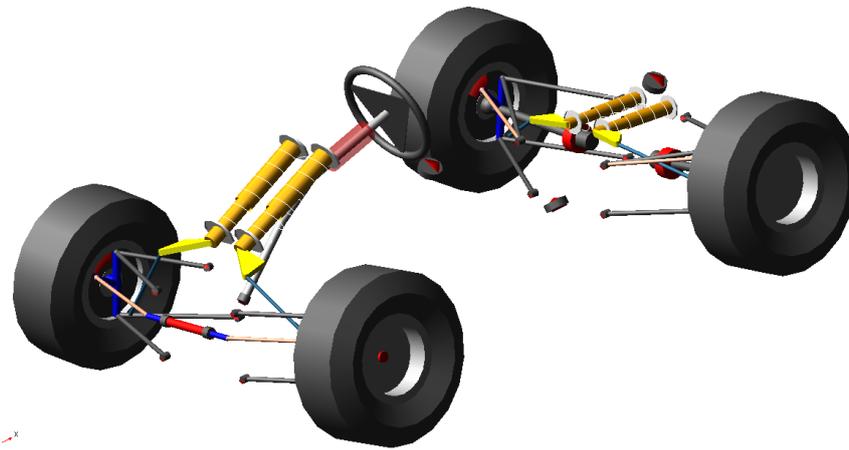
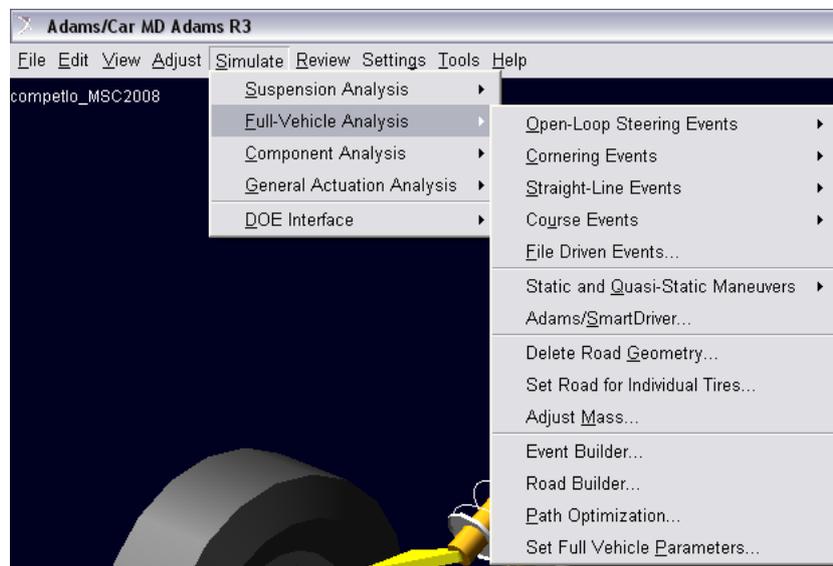


Figura 6. 2 - Menu e janela de criação da montagem do veículo completo



**Figura 6. 3 - Imagem do veículo completo**

Ao acessar o menu *Simulate>Full-vehicle Analysis* o usuário pode escolher qual simulação pretende utilizar para avaliar seu modelo Fig (6.4).



**Figura 6. 4 - Menu de simulações de veículo completo**

Como mostrado na Fig. (6.4), as simulações são divididas em:

- *Open-Loop Steering Events* – são simuladas situações de mudanças rápidas de direção, como uma mudança de faixa em uma pista ou um desvio rápido de um buraco, por exemplo. Nenhuma dessas simulações serão utilizadas nesse projeto, por não estarem incluídas nas provas da competição. Nesse item há sete tipos de simulações diferentes: *Drift, Fish Hook, Impulse Steer, Ramp Steer, Single Lane Change, Step Steer* e *Swept-Sine Steer*
- *Cornering Events* – nesse grupo de simulações são avaliadas condições de curva, com ou sem frenagem. Nessa categoria de simulações encontra-se a simulação de curva com raio constante, ou seja, *skid-pad*. Essa simulação configura uma das provas dinâmicas da competição, por isso ela foi selecionada nesse trabalho e será avaliada posteriormente.

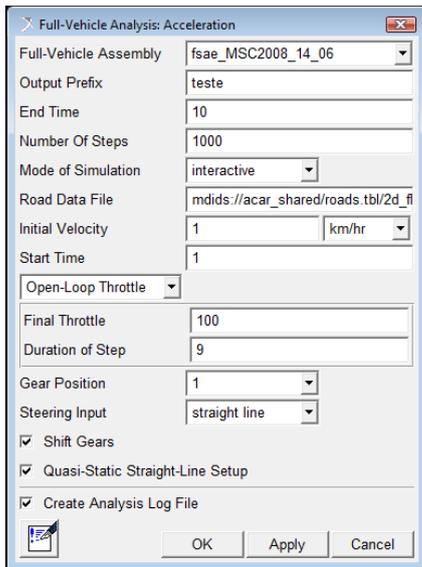
Nesse item há cinco tipos de simulações: *Braking-in-turn*, *Constant Radius Cornering*, *Cornering w/Steer Release*, *Lift-off Turn-in* e *Power-off Cornering*.

- *Straight-Line Events* – nessa categoria de simulações avaliam-se, basicamente, as condições de aceleração e frenagem em linha reta. Essas duas condições também são encontradas na competição. Nesse menu há três simulações: *Acceleration*, *Braking* e *Power-off Straight Line*.
- *Course Events* – nesse menu as simulações utilizam arquivos que contêm os dados de uma pista, ou condição de pista. Há dois tipos de simulações: *ISO Lane Change* e *3D Road*.
- *File Driven Events* – nessa simulação são selecionados dois arquivos, um que contém o tipo de pista, e o outro, informações de simulação, como se houvesse um piloto ao volante (aceleração, frenagem e direção).

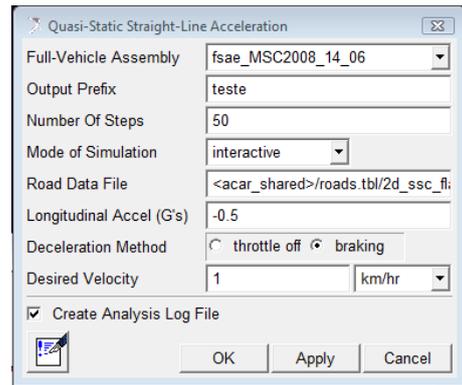
As simulações escolhidas para avaliar o projeto da suspensão são a aceleração, o *skid-pad* e a frenagem. Pelo menu *Simulate>Full-vehicle Analysis>Straight-Line Events*, Fig. (6.5-a), é possível escolher as simulações de aceleração e frenagem. Outra opção para análise da aceleração e da frenagem é a utilização do menu *Simulate>Full-vehicle Analysis>Static and Quase-Static Maneuvers>Straight-Line Acceleration*, Fig. (6.5-b). A diferença básica entre os dois tipos é que na primeira opção trabalha-se com o tempo de duração da simulação (*End Time*), com a discretização (*Number of Steps*), velocidade inicial (*Initial Velocity*), com a abertura da válvula de admissão de ar para o motor (*Final Throttle*) e o seu tempo de abertura (*Duration of Step*). Já na segunda opção tem-se basicamente a quantidade de passos, a aceleração constante e a velocidade desejada.

As simulações de frenagem são configuradas pelo menu *Simulate>Full-vehicle Analysis>Straight-Line Events> Braking* ou pelo menu *Simulate>Full-vehicle Analysis>Static and Quase-Static Maneuvers>Straight-Line Acceleration*. No segundo, basta colocar o valor negativo da aceleração na opção *Longitudinal Accel (G's)*, Fig. (6.5-b), que ficará disponível a opção de frenagem (*braking*) na janela de configuração da simulação. Esse último foi o método utilizado para simular a situação de frenagem.

A simulação de aceleração e de frenagem que foram utilizadas é a segunda, *Static and Quase-Static Maneuvers> Straight-Line Acceleration*, em que seus valores de entrada serão determinados na seção 6.2.



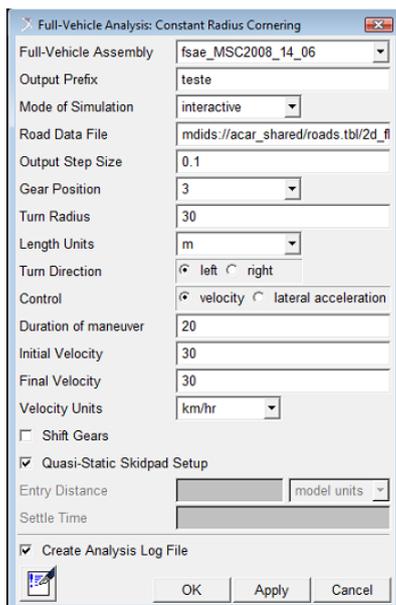
a)



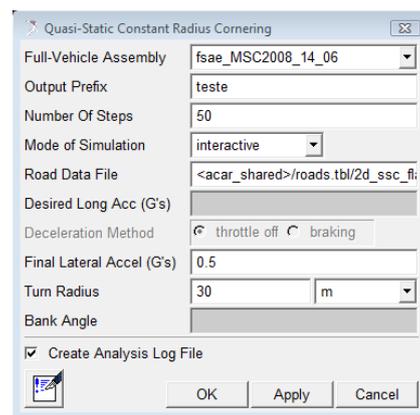
b)

**Figura 6. 5 - a) Janela de simulação de aceleração Straight-Line Events; b) Janela de simulação de aceleração do tipo Quasi-Static**

Para a simulação do *skid-pad*, também há dois tipos de simulações, a primeira pelo *Simulate>Full-vehicle Analysis>Cornering Events>Constant Radius Cornering* e, a segunda, pelo menu *Simulate>Full-vehicle Analysis>Static and Quase-Static Maneuvers>Constant Radius Cornering*. Assim como para a aceleração, no *skidpad* há mais opções de configuração da simulação no primeiro tipo, como a duração da manobra, velocidade inicial e final ou aceleração lateral inicial e final. No segundo tipo, trabalha-se apenas com a quantidade de passos, aceleração lateral constante. Em ambas as simulações têm-se a opção de entrar com o valor do raio da curva. As duas janelas de configuração são exibidas nas Fig. (6.6-a) e (6.6-b).



a)



b)

**Figura 6. 6 - a) Janela de simulação de *skid-pad* do tipo *Cornering Events*; b) Janela de simulação *skid-pad* do tipo *Quasi-Static***

Os valores que serão utilizados na simulação de *skid-pad* serão determinados na seção 6.2.

## 6.2 – PARÂMETROS ANALISADOS

Nas simulações de veículo completo desse projeto serão analisados dois parâmetros que conseguem sintetizar e prever o comportamento da suspensão em um carro. Esses parâmetros são a força normal no pneu e o *slip angle*, ou ângulo de escorregamento dos pneus nas condições simuladas. Para isso serão variados os parâmetros de *camber* e *toe* nas simulações.

### 6.2.1 – Força Normal ou Vertical

A força normal no pneu é um dos principais parâmetros em uma análise. Isso se deve ao fato de ser essa força a responsável pela aderência dos pneus com o asfalto. Quanto maior essa força, maior é o contato do pneu ou, como é chamado no meio automobilístico, o *grip*. Entretanto, como já foi dito na seção 5.5 e na Fig.(5.48), a partir de certa quantidade de força, o coeficiente de atrito diminui causando uma diminuição do atrito. Entretanto, mesmo com um coeficiente de atrito menor, procura-se uma força com valor suficiente para poder utilizar o melhor desempenho de todo o conjunto.

### 6.2.2 – *Slip angle* ou ângulo de escorregamento

Esse parâmetro já foi definido na seção 5.5. O que se procura com essa análise é encontrar a melhor configuração de alinhamento da suspensão que proporcione o menor ângulo de escorregamento possível. Quanto menor esse valor, melhor será o desempenho nas curvas, pois o piloto não necessitará girar mais o volante para realizar a curva e, conseqüentemente, diminuirá o risco da perda de controle do veículo, ou seja, sobre-esterçamento.

## 6.3 – PREPARAÇÃO DAS SIMULAÇÕES

As simulações de aceleração, de *skid-pad* e de frenagem foram realizadas para uma série de valores de *camber* e de *toe*, que serão apresentados a seguir. Esses dois parâmetros foram variados por se tratarem de ajustes rápidos que podem ser feitos durante a competição.

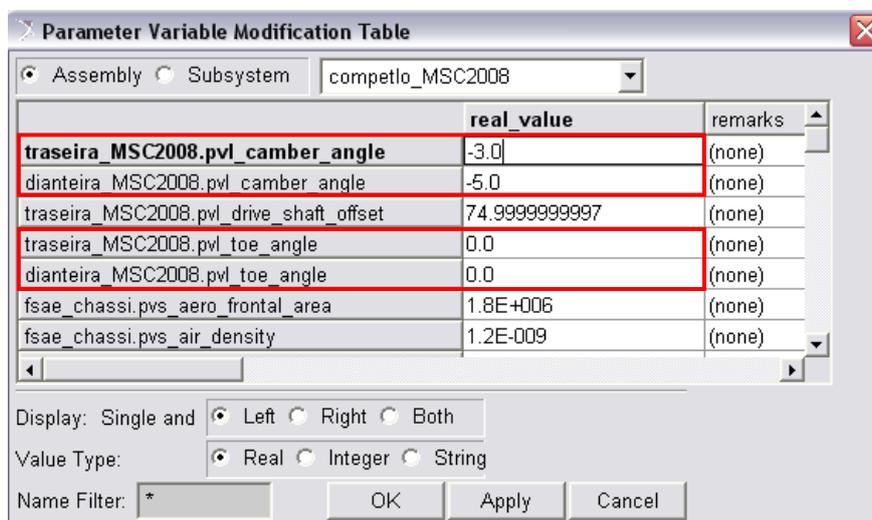
As variações de *camber* e de *toe* seguiram os critérios abaixo na Tab. (6.1). O valor de *camber* das simulações de 5 a 9 foram fixados em  $-4^\circ$  por ser um valor intermediário dentre os melhores resultados obtidos nas simulações do Cap. 5. E o valor de *toe* foi fixado em  $-0,5^\circ$  por ser um valor próximo ao utilizado em carros de competição, como foi explicado no Cap. 5.

**Tabela 6. 1 - Variação de parâmetros das simulações**

Simulação	Dianteira		Traseira	
	Camber	Toe	Camber	Toe
1	-5	-0,5	-3	-0,5
2	-3	-0,5	-1	-0,5
3	-1	-0,5	0	-0,5
4	0	-0,5	0	-0,5
5	-4	-1	-2	-1
6	-4	-0,5	-2	-0,5
7	-4	0	-2	0
8	-4	0,5	-2	0,5
9	-4	1	-2	1

Cada simulação dessas foi feita para aceleração, para o *skid-pad* e para frenagem. Assim, obtiveram-se vinte e sete simulações, nove para cada. Sendo as simulações de 1 a 4 para a variação do *camber* e de 5 a 9 para variação do *toe*.

O software disponibiliza uma maneira fácil de trocar alguns parâmetros, sem que haja a necessidade de sair do modo *Standard Interface* para o *Template Builder* e reconstruir todos os subsistemas novamente. Para isso, basta acessar o menu *Adjust>Parameter Variable>Table*. Esse comando irá abrir uma janela, Fig.(6.7), em que é possível acessar vários parâmetros que podem ser modificados em todos os subsistemas ou, de uma maneira mais rápida, de toda a montagem (*assembly*). Assim, antes de cada nova simulação, foram feitas as modificações, segundo a Tab. (6.1).

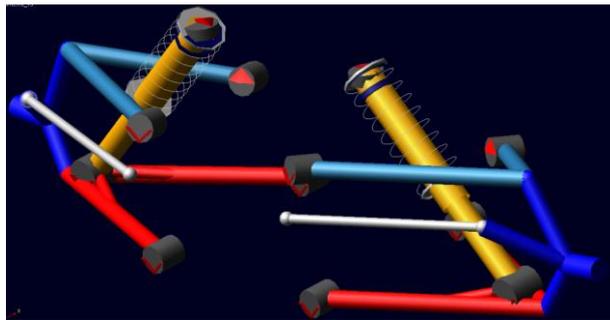


**Figura 6. 7 – Janela de variação de parâmetros do modelo**

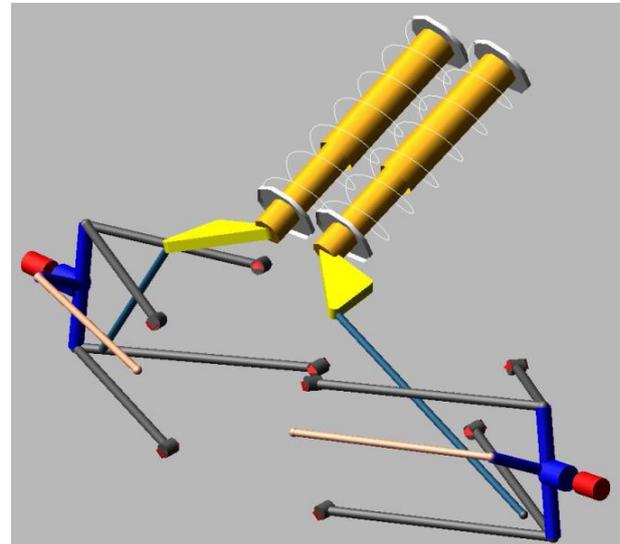
Conforme mostrado nas Fig. (6.8-a) e (6.8-b), as suspensões duplo “A” apresentam um balancim e uma barra intermediária responsável por acionar o conjunto mola-amortecedor indiretamente, ou seja, os deslocamentos verticais da suspensão são transmitidos pela barra-balancim para o conjunto mola-amortecedor. Nesse sentido, considerou um modelo auxiliar, também adaptado, a fim de verificar a influência dessa solução construtiva nos resultados das simulações de veículo

completo. O modelo auxiliar, contrariamente, considera o conjunto mola-amortecedor diretamente fixado na bandeja inferior da suspensão.

Para uma melhor facilidade de indentificação durante as simulações, a partir de agora, o modelo mostrado na Fig. (6.8-b) será denominado suspensão com ancoragem indireta (Susp-AI) e o modelo auxiliar mostrado na Fig. (6.8-a), suspensão com ancoragem direta (Susp-AD).



a)



b)

**Figura 6. 8 –a) Modelo da suspensão com ancoragem direta – Susp-AD; b) Modelo da suspensão com ancoragem indireta – Susp-AI.**

### 6.3.1 – Configuração dos parâmetros de simulação

Para realizar as simulações, devem-se configurar as opções exibidas nas janelas de simulação, já apresentadas na seção 6.1.1. As simulações realizadas para a análise comparativa dos dois modelos de suspensão tiveram as mesmas condições de análise.

Nas simulações de aceleração, utilizaram-se os seguintes valores:

- *Steps*: 50
- Longitudinal Acceleration: 0,5g
- Desired Velocity: 60 km/h

Nas simulações de *skid-pad*, os valores foram:

- *Steps*: 50
- *Final Lateral Acceleration*: 0,5g
- *Turn Radius*: 30 m

Nas simulações de frenagem, utilizaram-se os seguintes valores:

- *Steps*: 50

- Longitudinal Acceleration: -0,5g
- Desired Velocity: 1 km/h

Feitas as simulações, partiu-se para a análise dos resultados por meio de gráficos gerados pelo próprio programa. Esses resultados serão avaliados na seção 6.4.

## 6.4 – RESULTADOS

Feitas as simulações com a variação de todos os parâmetros, serão apresentados nessa seção os resultados gráficos comparativos dos dois tipos de suspensão, Susp-AI e Susp-AD. Os gráficos de força normal para cada simulação da Tab. (6.1) se repetem para cada tipo de suspensão, ou seja, os gráficos das simulações de aceleração se diferem somente da Susp-AI para a Susp-AD. O mesmo acontece para os gráficos de *skid-pad* e frenagem. As seções seguintes exibem os resultados gráficos das simulações. Na legenda de cada gráfico aparece o tipo da simulação, o tipo da suspensão (AD ou AI), o número referente à simulação informada na Tab. (6.1) e o pneu. Por exemplo, na legenda “*acel\_AD\_01 :: Left Rear Tire Force Z*” tem-se a simulação de aceleração da Susp-AD do tipo 1 para a força normal do pneu traseiro esquerdo.

### 6.4.1 – Resultados das simulações de aceleração

Nessa seção serão apresentados os gráficos com os melhores resultados das simulações, ou seja, a maior força normal e o menor *slip angle*. Os outros gráficos de resultados encontram-se no Anexo III.

#### 6.4.1.1 – Força normal

A Fig. (6.9) apresenta o gráfico da força normal para o modelo Susp-AD e a Fig. (6.10) para a Susp-AI.

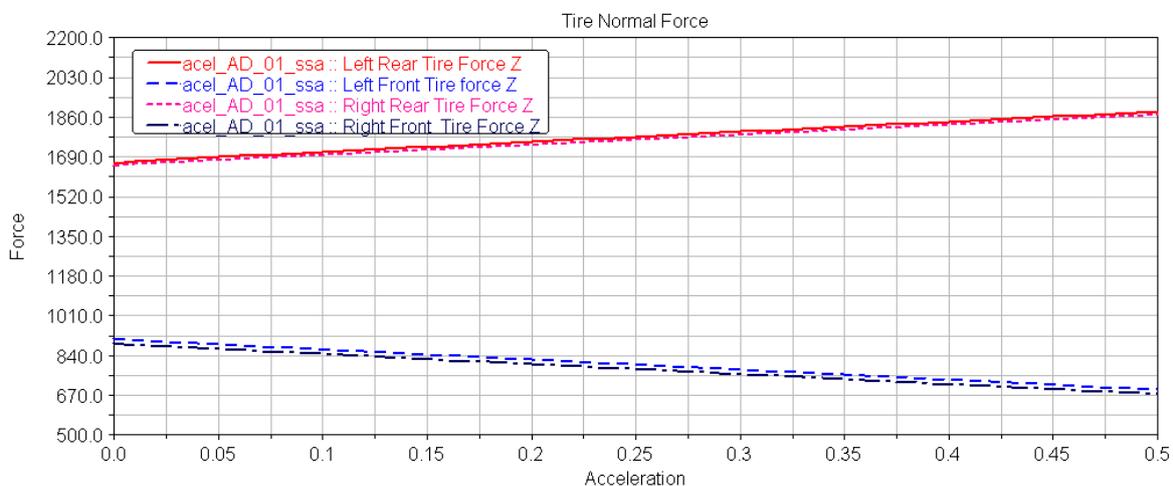
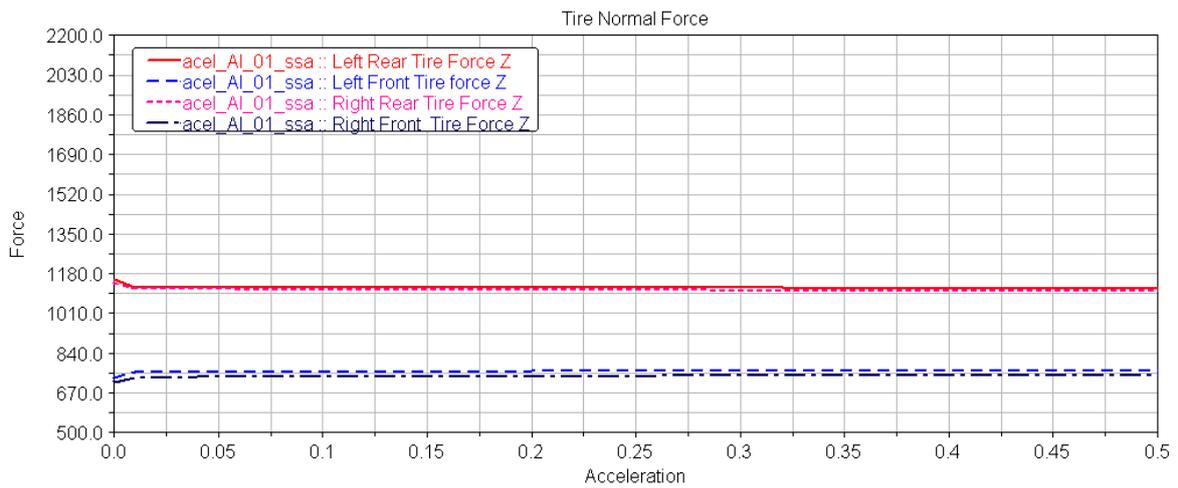


Figura 6. 9 – Gráfico da força normal para aceleração da Susp-AD

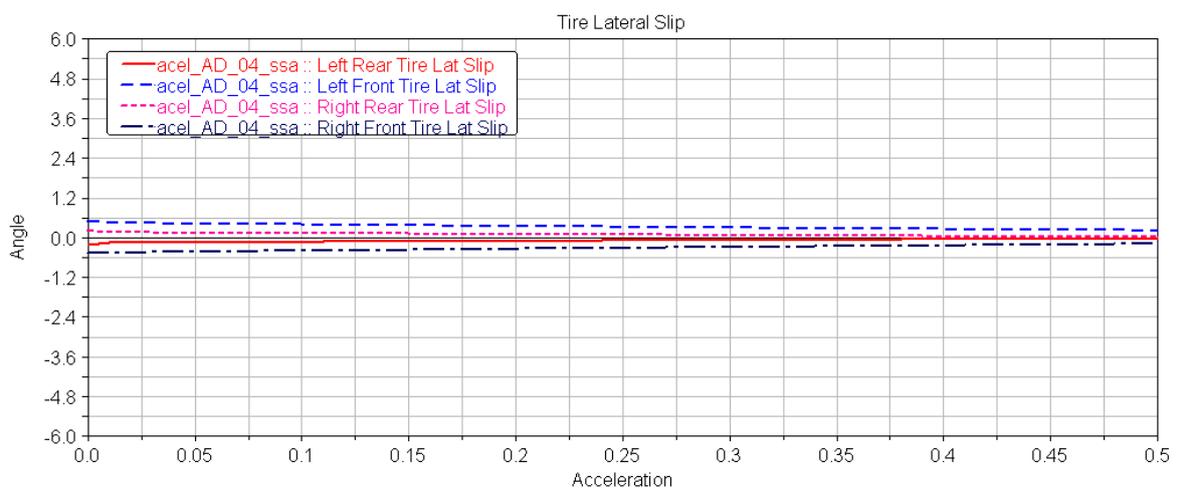


**Figura 6. 10 - Gráfico da força normal para aceleração da Susp-AI**

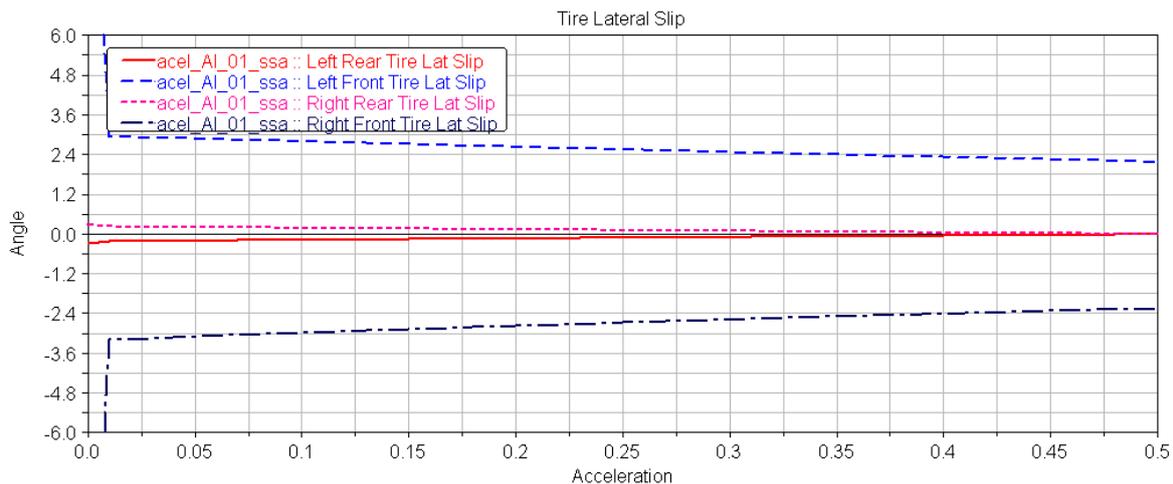
Observa-se claramente que a Susp-AD fornece maior força normal aos pneus que estão sendo tracionados do que a Susp-AI. A diferença ainda torna-se maior se analisada como a força varia com a aceleração, na Fig. (6.10) percebe-se que quase não há alteração da força nos pneus tracionados (traseiros). A característica da Fig. (6.10) pode ser explicada pela configuração do sistema de balancim da suspensão, que de alguma maneira limita a transferência de peso para a condição testada. O esperado nesse tipo de situação é que se ganhe força normal nos pneus traseiros, o que ocorre na Fig. (6.9).

#### 6.4.1.2 – Slip angle

Os gráficos das Fig. (6.11) e (6.12) apresentam os melhores resultados para o escorregamento variando-se o *camber* para, respectivamente, Susp-AD e Susp-AI. Essas figuras apresentam os melhores valores.



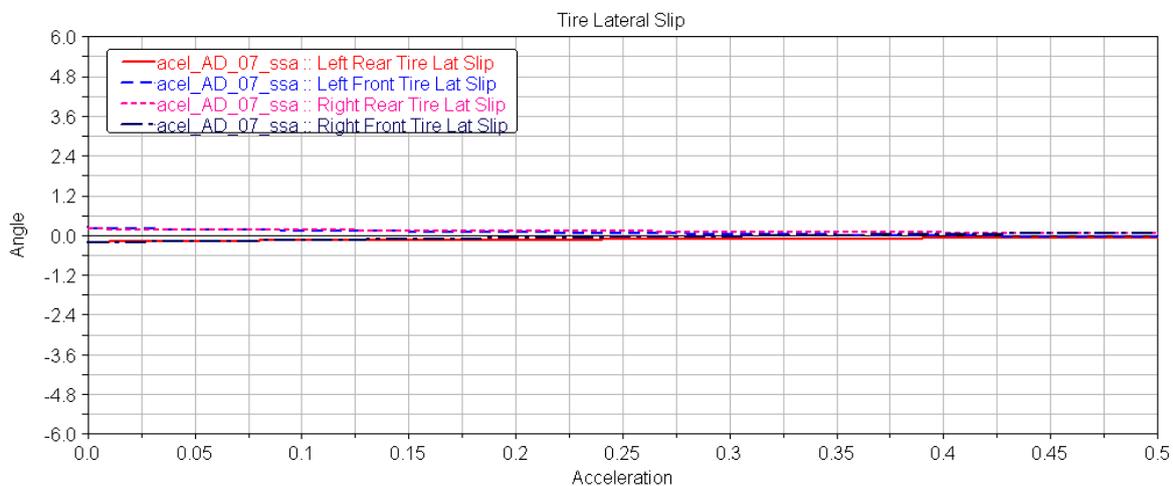
**Figura 6. 11 - Gráfico do melhor resultado de slip angle para variação de camber - Susp-AD**



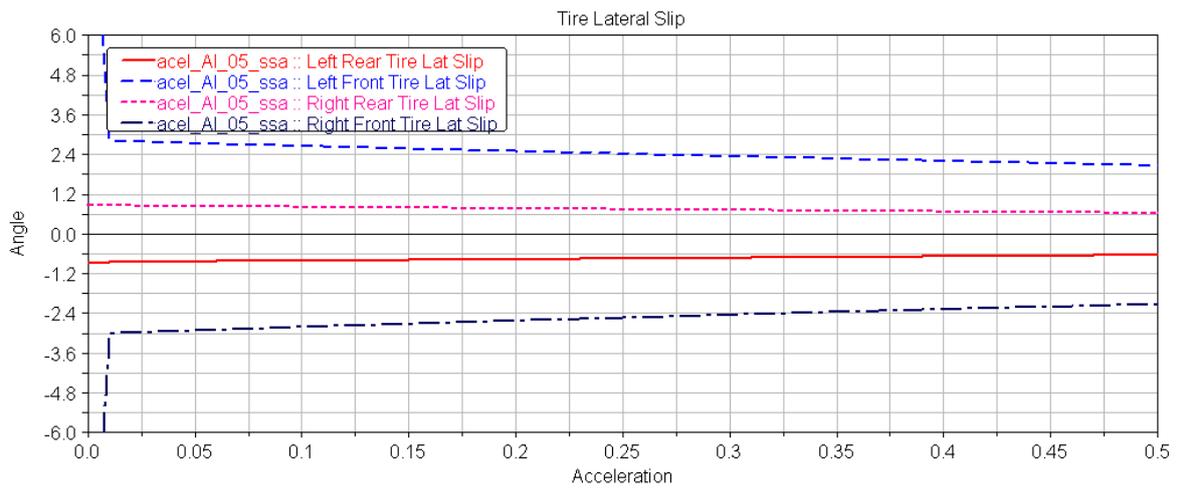
**Figura 6. 12 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *camber* em aceleração- Susp-AI**

Os melhores resultados obtidos são para as condições de *camber* nulo (dianteiro e traseiro), para a Susp-AD e  $-5^\circ$  dianteiro e  $-3^\circ$  traseiro, para a Susp-AI. O resultado esperado em aceleração em linha reta é que a variação do *slip* seja a menor possível, pois o desejo é que o carro ande somente em linha reta e que não haja desvio algum. Percebe-se que os valores de escorregamento do pneu são menores na Susp-AD. Quanto menor esse valor, maior é a estabilidade do veículo.

As Fig. (6.13) e (6.14) apresentam os resultados para a variação de *toe*, para Susp-AD e Susp-AI, respectivamente.



**Figura 6. 13 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *toe* em aceleração - Susp-AD**



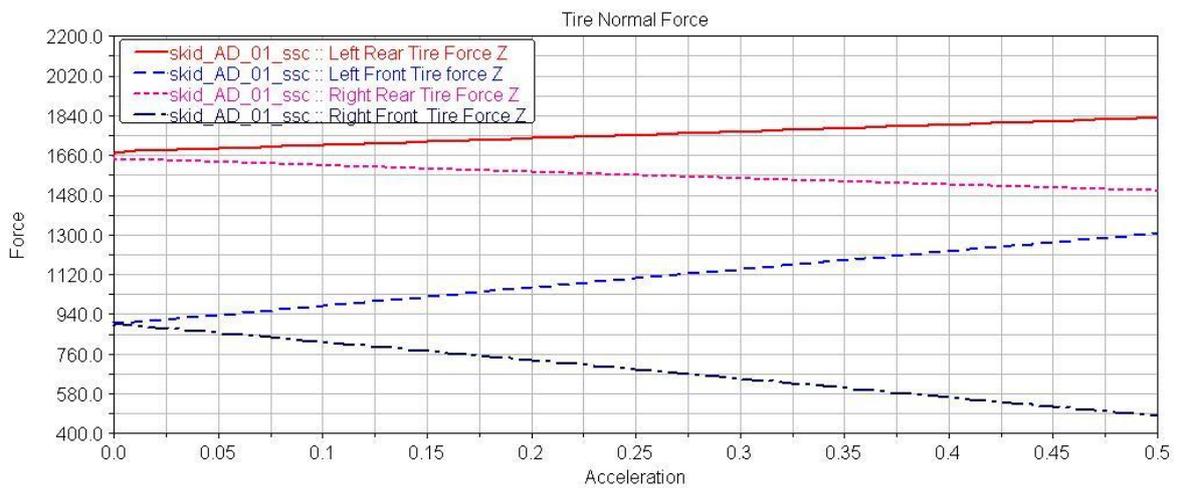
**Figura 6. 14 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *toe* - Susp-AI**

Analisando os gráficos das Fig. (6.13) e (6.14), observa-se que os melhores valores de *slip angle*, para aceleração em linha reta, se dão quando seus valores são pré-determinados como nulos. Além disso, percebem-se melhores resultados para a Susp-AD.

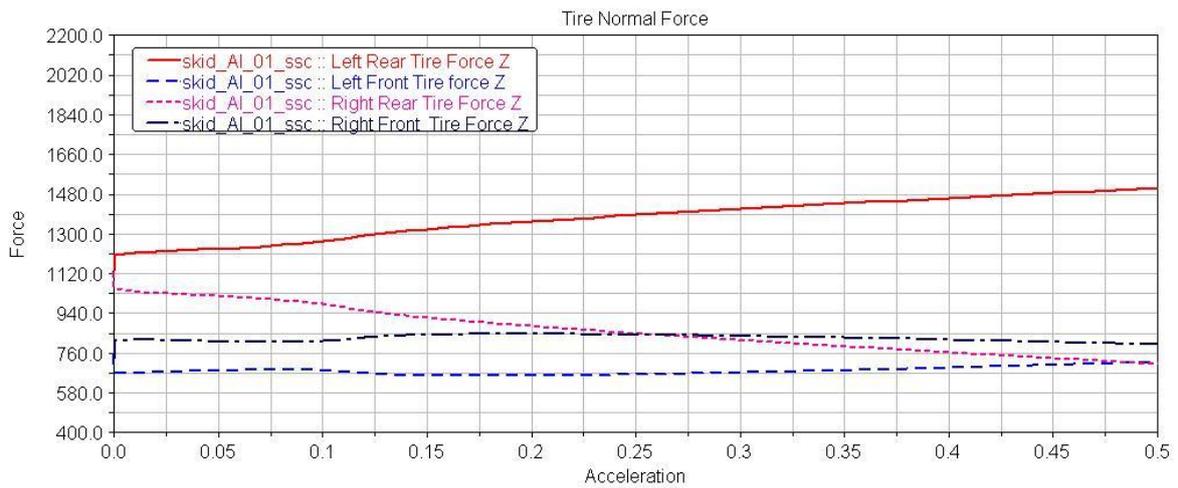
## 6.4.2 – Resultados das simulações de *skid-pad*

### 6.4.2.1 – Força normal

As Fig. (6.15) e (6.16) exibem os gráficos com os resultados das forças normais sobre os pneus, para Susp-AD e Susp-AI, respectivamente.



**Figura 6. 15 - Gráfico da força normal para *skid-pad* da Susp-AD**

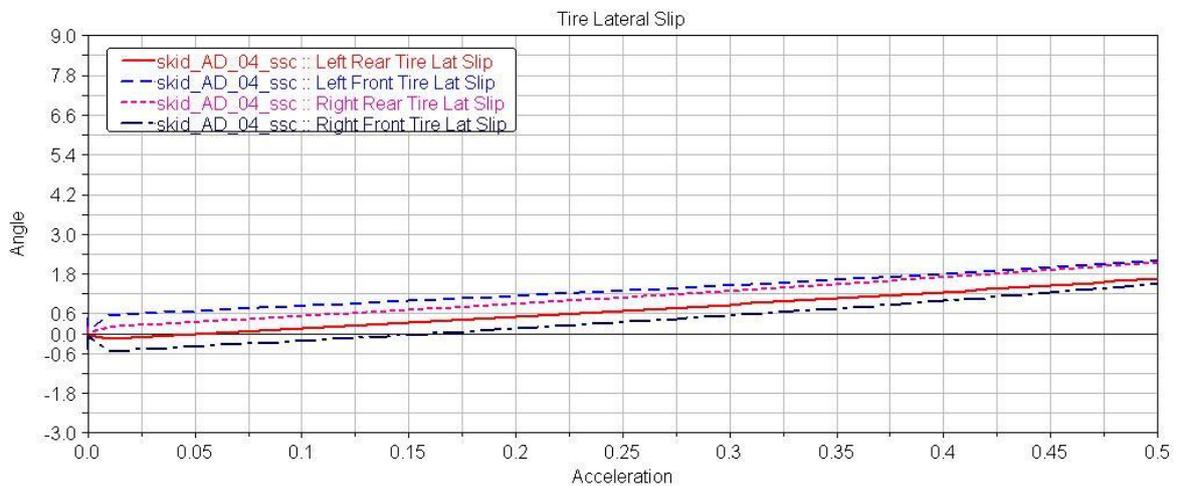


**Figura 6. 16 - Gráfico da força normal para *skid-pad* da Susp-AI**

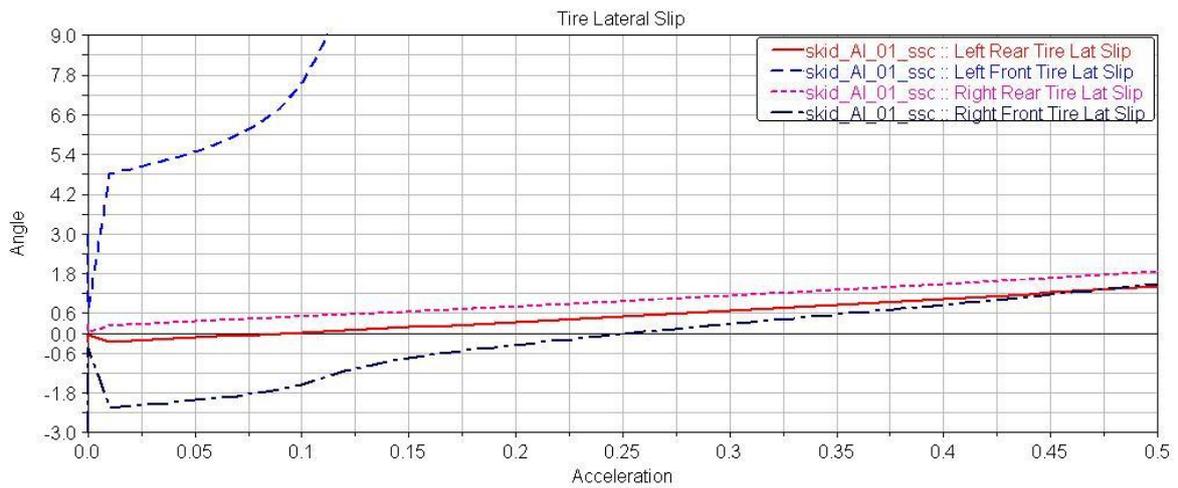
Na Fig. (6.15) observam-se melhores resultados para força normal do que na Fig. (6.16). Outro resultado importante desses gráficos é que a transferência de peso na Susp-AD é maior que na Susp-AI. Isso faz com que o pneu que é mais exigido na curva tenha maior força normal e, conseqüentemente, apresente maior contato com o asfalto.

#### 6.4.2.2 – Slip angle

As Fig. (6.17) e (6.18) apresentam os melhores resultados para a variação de *camber* nas simulações de *skid-pad*.



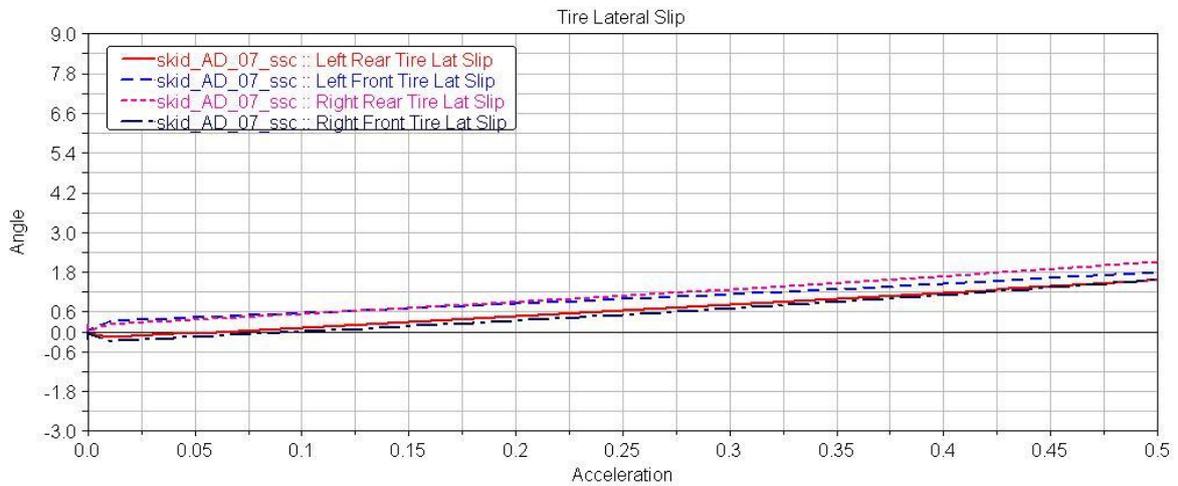
**Figura 6. 17 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *camber* em *skid-pad* - Susp-AD**



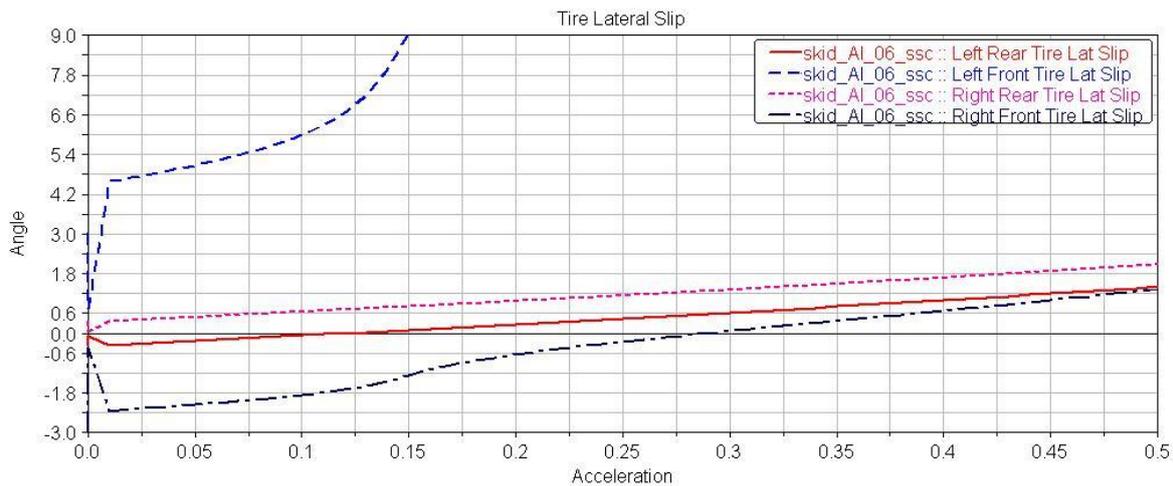
**Figura 6. 18 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *camber* em *skid-pad* - Susp-AI**

Observa-se que na Fig. (6.17) o comportamento das curvas são mais uniformes e não há grandes diferenças entre elas. Já na Fig. (6.18) percebe-se uma grande variação para a roda dianteira esquerda. Isso pode ocorrer por alguma inconsistência no modelo computacional utilizado.

As Fig.(6.19) e (6.20) apresentam os resultados mais satisfatórios para o *slip angle* dos pneus na simulação do *skid-pad*, em que houve a variação do *toe* das rodas.



**Figura 6. 19 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *toe* em *skid-pad* - Susp-AD**



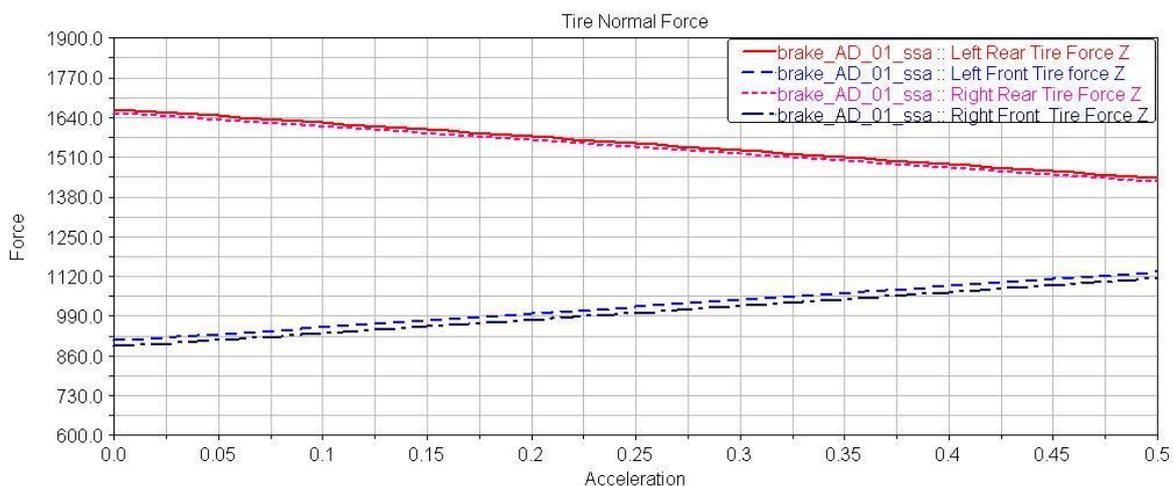
**Figura 6. 20 - Gráfico do melhor resultado de slip angle para variação de toe em skid-pad - Susp-AI**

Observa-se na Fig. (6.19) que há o aumento gradativo do ângulo de escorregamento com o aumento da aceleração lateral do carro. Isso se deve ao fato de se exigir mais dos pneus e do sistema de direção com maior aceleração lateral. Para as rodas dianteiras da Susp-AI, Fig. (6.20), principalmente a esquerda, observa-se o aumento muito grande. Devido a isso, há a possibilidade de sub-esterçamento (*understeer*) da Susp-AI. Os resultados da Susp-AD, Fig. (6.19), possuem variações menos bruscas do que os resultados da Susp-AI na Fig. (6.20).

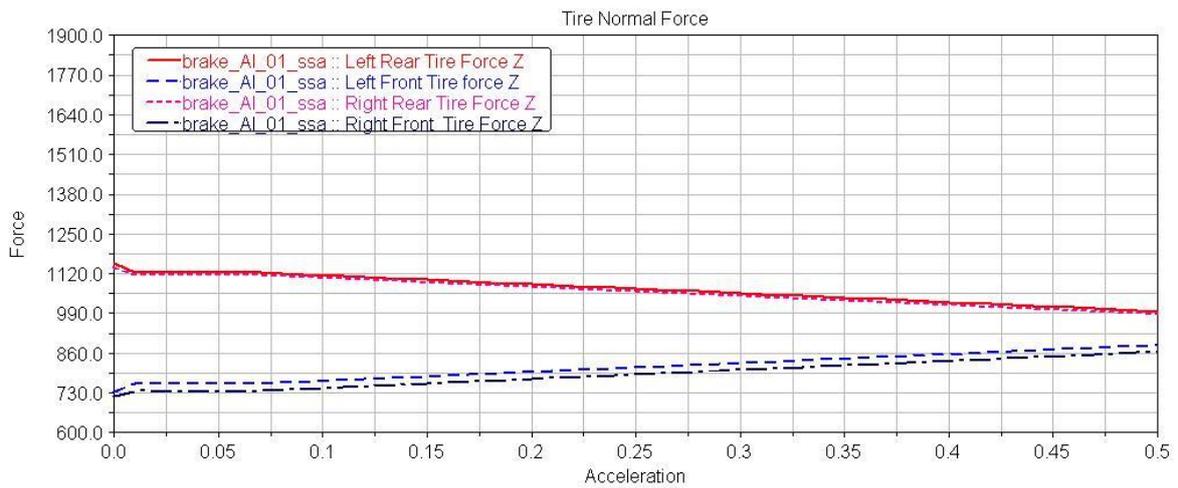
### 6.4.3 – Resultados das simulações de frenagem

#### 6.4.3.1 – Força normal

As Fig. (6.21) e (6.22) exibem os gráficos com os resultados das forças normais sobre os pneus, para Susp-AD e Susp-AI, respectivamente.



**Figura 6. 21 - Gráfico da força normal para frenagem da Susp-AD**

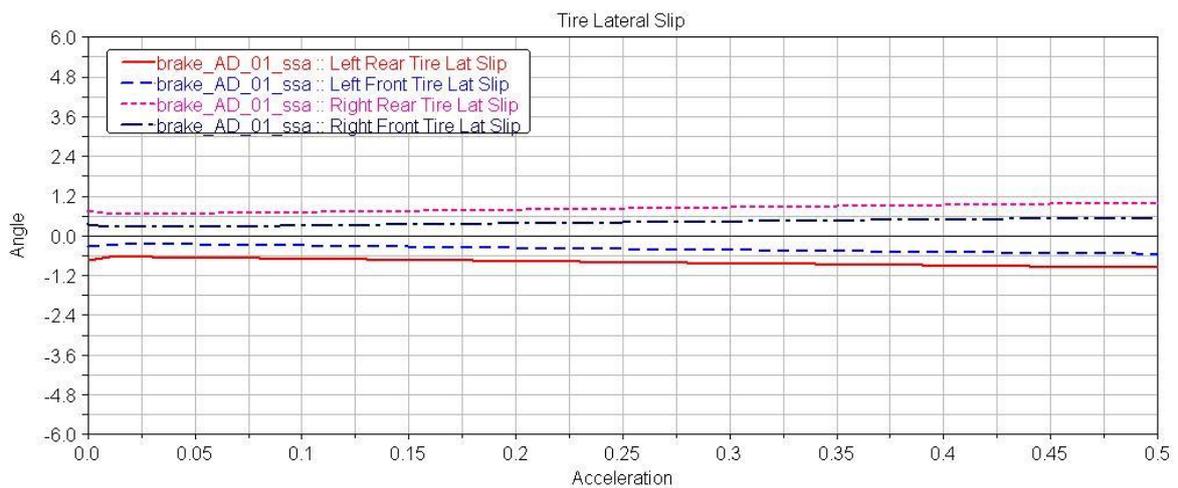


**Figura 6.22 - Gráfico da força normal para frenagem da Susp-AI**

Na Fig. (6.21) observa-se melhor resultado que a Fig. (6.22), pois na primeira a transferência de peso é maior e mais efetiva que na segunda. Percebe-se, também, que há uma maior transferência de peso para as rodas na Fig. (6.21) que na Fig. (6.22), isso proporciona melhor desempenho na frenagem. Isso ocorre porque quanto maior a força normal, maior será a força de atrito do pneu com o solo e evita-se que o pneu deslize em uma frenagem brusca.

### 6.4.3.2 – Slip angle

As Fig. (6.23) e (6.24) mostram os resultados do escorregamento lateral dos pneus sob a situação de frenagem para a variação de *camber*.



**Figura 6.23 - Gráfico do melhor resultado de slip angle para variação de camber em frenagem - Susp-AD**

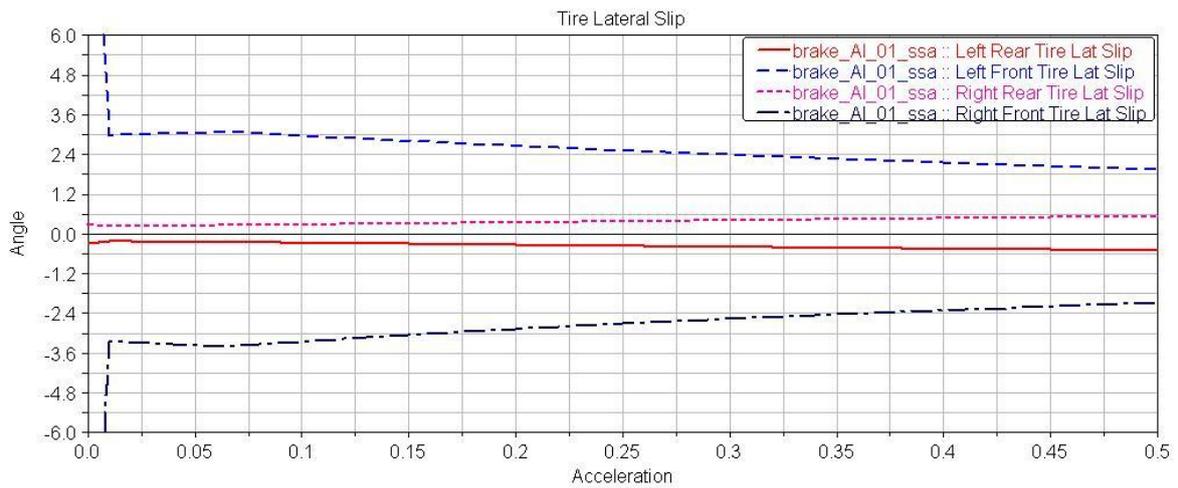


Figura 6. 24 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *camber* em frenagem - Susp-AI

As Fig. (6.25) e (6.26) mostram os resultados do escorregamento lateral dos pneus sob a situação de frenagem para a variação de *toe*.

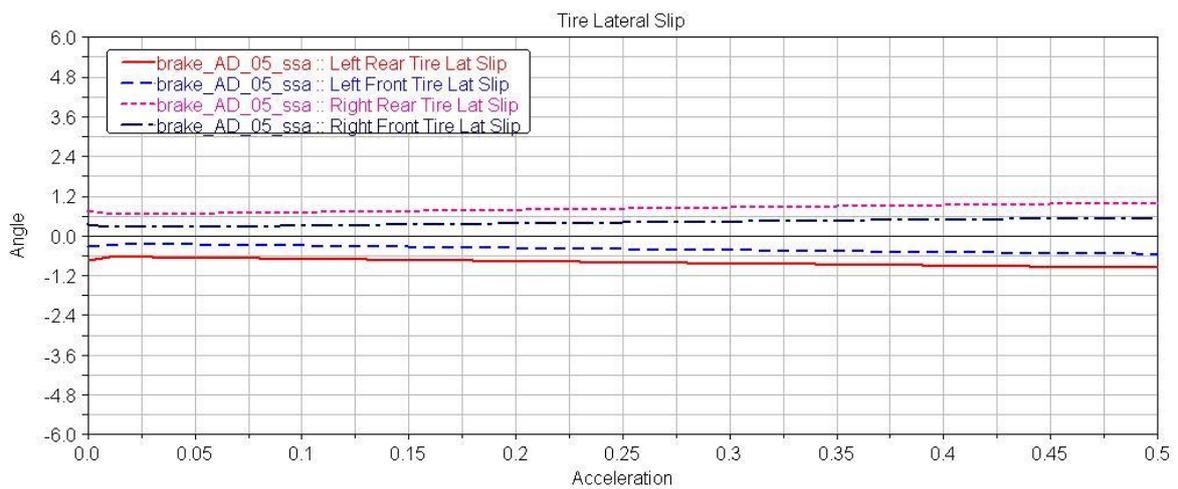


Figura 6. 25 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *toe* em frenagem - Susp-AD

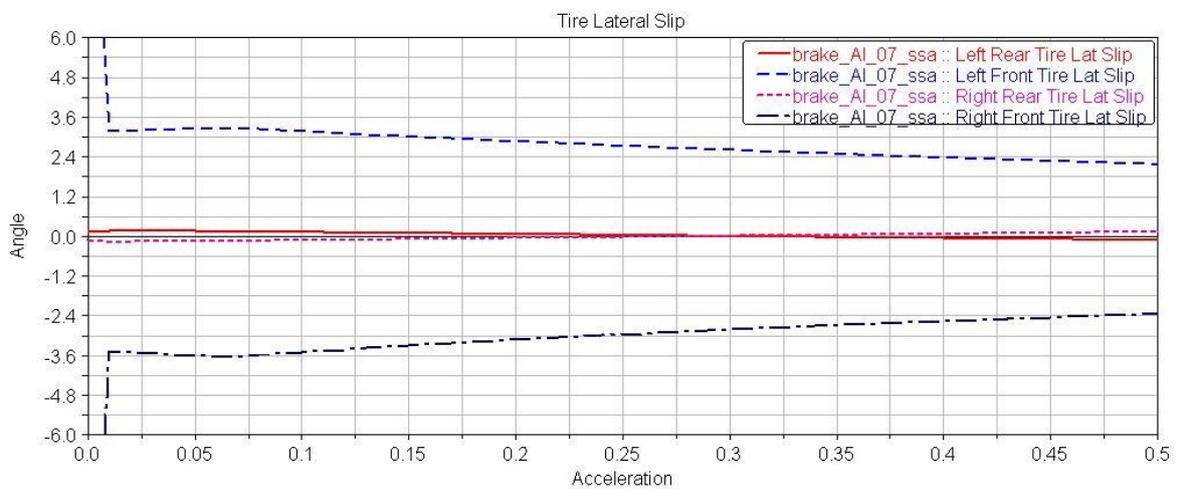


Figura 6. 26 - Gráfico do melhor resultado de *slip angle* para variação de *toe* em frenagem - Susp-AI

Para a Susp-AD, Fig. (6.23) e (6.25), observam-se baixos valores e uma pequena variação do *slip angle* com a frenagem. Já nas Fig. (6.24) e (6.26) observa-se que a variação não é tão grande com o aumento da aceleração, porém seus valores são relativamente maiores se comparados aos resultados da Susp-AD. Isso ocorreu tanto para variação de *camber* quanto para variação de *toe*.

## 6.5 – DISCUSSÕES

Os resultados das simulações apresentam um bom comportamento do carro sob as condições testadas. Percebe-se que o comportamento da Susp-AD foi superior ao da Susp-AI. Acredita-se que isso se deve ao fato de a Susp-AI ter sua construção mais complexa, envolvendo vários graus de liberdade, não presentes no outro modelo. Essa diferença pode ser explicada pela configuração dos vetores de forças que compõem esse sistema, pela geometria da peça que faz a conexão da bandeja inferior com a mola (balancim ou *rocker*). Para que se possam ter resultados melhores deve-se melhorar o projeto do *rocker*, quanto a posicionamento e dimensões. Com isso, pode-se garantir que o Susp-AI possa ter funcionamento equivalente ao da Susp-AD. Com certeza os resultados da Susp-AI podem ser melhorados se fizer o projeto geométrico detalhado das transmissões de força da bandeja inferior para a mola.

Para a simulação de aceleração, fica evidente que a Susp-AD tem melhor desempenho quanto à força e ao escorregamento do pneu. A força normal irá prover maior atrito aos pneus, consequentemente, proporcionará a melhor transmissão de torque do motor aos pneus. Quanto ao escorregamento, os valores são baixos e poderão prejudicar muito pouco o desempenho do carro na aceleração em linha reata. Além do que, a influência do *slip* é maior em curvas.

Para a simulação de *skid-pad*, mais uma vez a Susp-AD possui melhor desempenho. Quanto à força normal, o ganho de força na roda dianteira externa à curva (esquerda) é altamente benéfico para o melhor desempenho, uma vez que essa roda é a maior responsável por fazer a curva. Percebe-se, também, a maior transferência de peso na Susp-AD do que na Susp-AI para as rodas dianteiras. Para o escorregamento, a Susp-AD apresenta valores menores do que a Susp-AI. O valor de *slip* está relacionado com o coeficiente de atrito dos pneus Fig. (6.27), segundo (Smith, 1978). O gráfico da Fig. (6.27) exibe a variação do coeficiente de atrito com o *slip angle* para quatro tipos de pneu. Observa-se o ganho de atrito até certa quantidade de *slip* e, depois, a queda desse valor. Optou-se por escolher os menores valores de *slip* por se tratar de um modelo computacional que envolve várias aproximações, uma delas é quanto ao composto da borracha do pneu e suas características. Em uma situação real, os resultados podem ser superiores e, escolhendo os valores mais baixos das simulações, evita-se que a configuração geométrica da suspensão proporcione valores de *slip* grandes o suficiente para haver o decréscimo do coeficiente de atrito e, consequentemente, perda de desempenho do veículo.

Para as simulações de frenagem, a Susp-AD teve melhor desempenho do que a Susp-AI. Para os resultados da força normal, observa-se que a transferência de peso na Susp-AD é maior do que na Susp-AI. Isso favorece a frenagem, visto que o carro exige mais dos freios dianteiros do que dos traseiros nessa situação. Para o escorregamento lateral dos pneus, os valores da Susp-AD são menores, o que proporciona melhor alinhamento do carro e, conseqüentemente, maior controle e estabilidade durante frenagens.

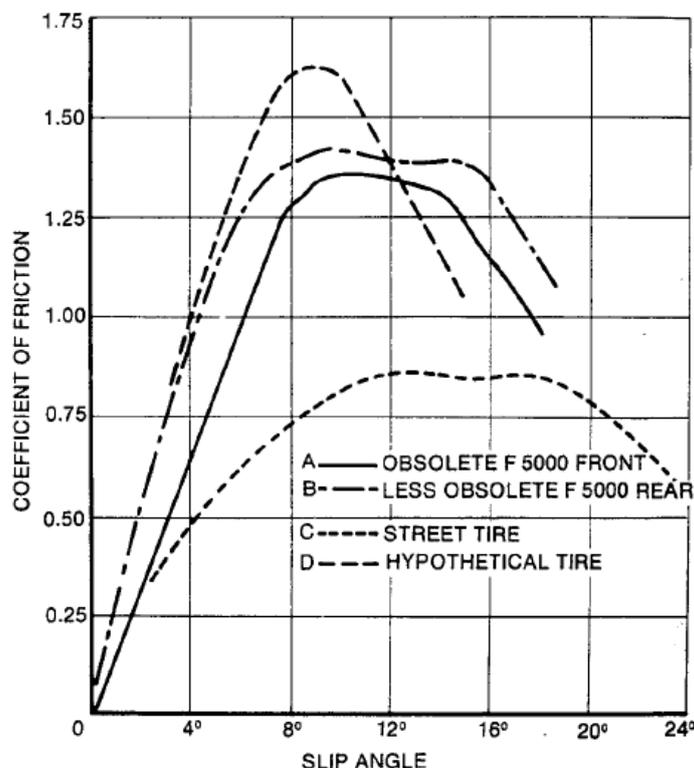


Figura 6. 27 - Gráfico Slip angle X Coeficiente de atrito - Ref.: Smith (1978)

Como o objetivo desse trabalho é obter resultados dos valores de geometria e de alinhamento da suspensão do carro de Fórmula SAE da Apuama Racing, essa seção apresenta a Tabela (6.2) com esses valores. Nessa tabela são encontrados os valores dos parâmetros de *camber* e *toe* que tiveram melhores resultados nas simulações apresentadas nesse capítulo.

Tabela 6. 2 - Tabela de valores de alinhamento da suspensão

Prova	Dianteira		Traseira	
	Camber (°)	Toe (°)	Camber (°)	Toe (°)
Aceleração	0	≈ 0	0	≈ 0
Skid-pad	-3	-0,5 <sup>7</sup>	≈ -1	-0,5 <sup>7</sup>
Frenagem	-4	-1	≈ -2	-1

Os valores informados na tabela servirão como ponto de partida para a configuração da suspensão. Esses valores devem ser ajustados durante a competição, se necessário.

<sup>7</sup> Valor de *toe* negativo indica divergência.

## 7 – CONCLUSÕES

O que se busca em um carro de corrida é o melhor contato possível dos pneus com o solo. Para isso, os projetistas trabalham para tentar solucionar problemas que façam com que o carro perca atrito com asfalto e, conseqüentemente, o piloto possa exigir o máximo desempenho de seu veículo.

Esse projeto conseguiu definir as etapas de desenvolvimento da geometria de uma suspensão automotiva de competição, além de dar uma pequena noção sobre os recursos e a utilização do software ADAMS/Car da MSC Software.

As simulações de cada suspensão, dianteira e traseira, servem para dar noção do comportamento da suspensão (em relação à geometria) após sua montagem no chassi. Entretanto, as simulações de veículo completo são de fundamental importância para visualizar o provável comportamento do carro sobre as mais diversas condições. Com as simulações de aceleração, *skid-pad* e de frenagem buscou-se prever o comportamento que o carro poderá ter em condições semelhantes às simuladas. Diz-se prever, por se tratar de um modelo computacional que envolve várias aproximações e a construção “perfeita” da geometria, onde pode haver a precisão milimétrica do posicionamento dos componentes. Essa precisão de construção não ocorre em um tipo de fabricação artesanal, como é a de um Fórmula SAE. Além dos problemas construtivos, há uma série de considerações quanto à rigidez do chassi, peso final do carro, qualidade e tipo dos pneus, amortecedores e molas, dentre outros.

A partir das análises do veículo completo, pôde-se perceber que para provas que envolvam curvas, uma ligeira divergência entre as rodas proporciona menor escorregamento dos pneus, mesmo que essa divergência seja prejudicial quanto à instabilidade em retas. Em um circuito misto, recomenda-se um valor baixo para esse parâmetro. Seu melhor ajuste é dado pelo desgaste dos pneus, além da avaliação do piloto.

Quanto ao *camber*, sua função é compensar a rolagem do carro e seu valor depende da solicitação do circuito. Dessa maneira, as simulações computacionais dão um valor inicial para determinada situação, mas sua confirmação depende da avaliação da temperatura dos pneus na pista, mas, mesmo assim, recomenda-se a utilização de *camber* negativo. Nas simulações estáticas no Cap. 5, observaram-se comportamentos indesejados nas simulações para *camber* positivo.

Com o surgimento da ideia de comparar duas suspensões com geometrias idênticas, porém com diferentes disposições da mola e do amortecedor, enriqueceu-se o trabalho e ganhou-se quanto a futuras possibilidades de trabalho. Na avaliação dos resultados do Cap. 6 comentou-se sobre a diferença entre as duas suspensões e seus possíveis problemas.

Um dos intuitos desse texto é servir como o primeiro documento para a criação do acervo de projetos da equipe Apuama Racing. Por ser um projeto pioneiro na questão de configuração de suspensão automotiva para melhor desempenho, espero contribuir para que a equipe se mantenha na ativa, que se fortaleça e abra caminho para maior cooperação entre alunos e professores no desenvolvimento de projetos para, cada vez mais, ganhar visibilidade e respeito.

## 8 – REFERÊNCIAS

- Alexander, D. (1991), **Performance Handling/How to make your car handle – Techniques for the 1990s**, Motorbooks International.
- Dixon, J. C., (2007), **The Shock Absorber Handbook**, Second Edition, John Wiley and Sons Ltd & Professional Engineering Publishing Ltd.
- Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G., Giuclea, M., (2008), **Semi-Active Suspension Control**, Springer.
- Halderman, J. D., (1996), **Automotive chassis systems – Brakes, Steering, Suspension and Alignment**, Prentice-Hall, Inc.
- Milliken, W. F.; Milliken, D.(1995), **Race Car Vehicle Dynamics**, SAE International.
- Moura, E. D. A., (2003), **Estudo de Suspensões Passiva, Semi-Ativa MR e Ativa**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, MG.
- Picado, R. M., (1998), **Avaliação de Aplicabilidade do Controle Semi-Ativo de Suspensões Automotiva**, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, SP.
- Popa, C. E. (2005), **Steering system and suspension design for 2005 Formula SAE-A race car**, Bachelor of Engineering (Mechanical) Dissertation, University of Southern Queensland.
- Portella, R. A. (2008), **Desenvolvimento de Suspensão para Veículo SAE Baja**, Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade de Brasília
- Rajamani, R., (2005), **Vehicle Dynamics and Control (Mechanical Engineering Series)**, First Edition, Springer
- Smith, C. (1978), **Tune To Win**, Aero Publishers
- Staniforth, A., (2006), **Competition Car Suspension**, Haynes Publishing, 4 edition..
- Williams, R. A., (1997), **Automotive active suspension. Part 1: basic principles**, IMechE.

### Sites

- [1] <http://www.dicio.com.br/suspensao/>
- [2] [http://www.techcar.com.br/index?page=content/content\\_index&con=3931](http://www.techcar.com.br/index?page=content/content_index&con=3931)
- [3] <http://www.infomotor.com.br/site/2009/06/sistema-de-suspensao-automotiva/>
- [4] <http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros.htm>
- [5] <http://500sec.com/three-link-front-suspension/>
- [6] [http://www.automotivearticles.com/Suspension\\_Design\\_Types\\_of\\_Suspensions.shtml](http://www.automotivearticles.com/Suspension_Design_Types_of_Suspensions.shtml) Consultado em 17/06/2011
- [7] [www.carbibles.com/suspension\\_bible.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible.html) Consultado em 12/12/2010
- [8] [http://www.carbibles.com/suspension\\_bible.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible.html). Consultado em 12/10/2010

- [9] [www.performanceshock.com](http://www.performanceshock.com) Consultado em 8/01/2011
- [10] [www.carbibles.com/suspension\\_bible.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible.html) Consultado em 17/06/2011
- [11] <http://autorepair.about.com/library/pictures/illustrations/bl227lib.htm>
- [12] [www.carbibles.com/suspension\\_bible.html](http://www.carbibles.com/suspension_bible.html) Consultado em 17/06/2011
- [13] <http://www.lancerevoclub.org/faq/handling.php> Consultado em 17/06/2011
- [14] Site do regulamento Fórmula SAE. <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/>. Consultado em 29/09/2010.
- [15] [http://www.aape.com.br/Dicas\\_CentroRolagem.html](http://www.aape.com.br/Dicas_CentroRolagem.html) - Consultado em 30/10/2010
- [16] <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2011fsaerules.pdf> Consultado em 17/06/2011
- [17] <http://www.mscsoftware.com/Products/CAE-Tools/Adams.aspx> Consultado em 17/06/2011
- [18] <http://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC9376&cat=1VMO50&actp=LIST> Consultado em 17/06/2011
- [19] <http://blueriverfleet.com/alignment.htm> - Consultado em 15/04/2011

## 9 – ANEXO I

# TIPOS DE SUSPENSÃO

Esse anexo foi retirado do capítulo 3 do Projeto de Graduação do aluno Rafael Areal da Universidade de Brasília. Esse texto foi introduzido como anexo por conter um bom apanhado dos tipos de suspensão existentes. Algumas suspensões que aparecem no texto foram citados anteriormente nesse trabalho.

### 9.4 TIPOS DE SUSPENSÃO

#### 9.4.1 SUSPENSÕES INDEPENDENTES

##### 9.4.1.1 SUSPENSÃO MCPHERSON

Este tipo de suspensão é muito encontrado em eixos dianteiros de veículos de passeio. Também pode ser aplicada em eixos traseiros. Trata-se de um braço transversal inferior e o conjunto mola amortecedor agindo como um braço de controle.

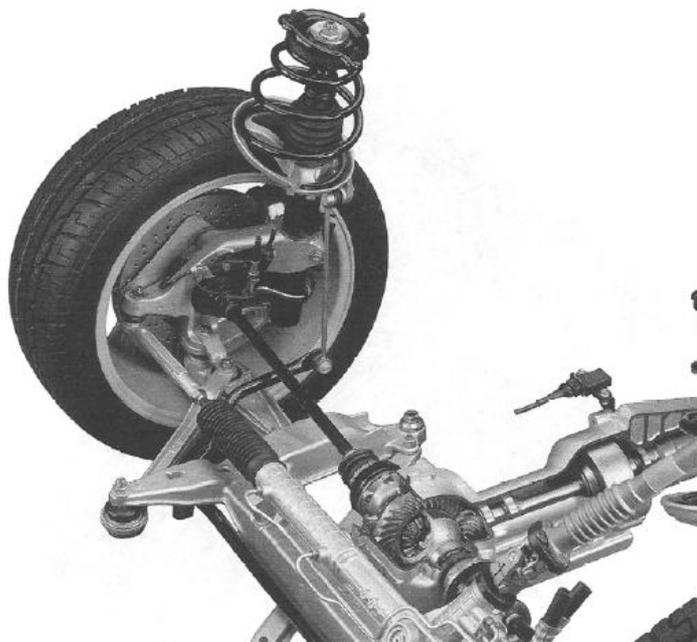


Figura 9.38. Suspensão dianteira McPherson de um Porsche 911 Carrera 4 (1998) , segundo Reimpell et. Al (2006).

Esta configuração possibilita as seguintes vantagens e desvantagens:

Vantagens:

- Simplicidade;
- É um sistema leve, compacto e de baixo custo;
- Baixa transmissibilidade;
- Apenas dois pontos de fixação na estrutura do veículo são necessários.

Desvantagens:

- O fuso do amortecedor pode ser submetido à flexão, tendo que ser reforçado;
- O atrito entre o pistão e o fuso do amortecedor prejudica o desempenho do sistema;
- Alto nível de vibrações transmitidas ao veículo, reduzindo o conforto;
- Possibilidade de definição de centro de rolagem reduzido e dependente da inclinação do kingpin e do kingpin off-set;
- Ângulo de caster dependente do centro de *pitch*;
- Difícil controle da cambagem e variação da bitola de eixo.

As forças absorvidas pelo conjunto mola-amortecedor podem ser reduzidas introduzindo-se um terceiro ponto de fixação para resistir às forças longitudinais e laterais. Assim, o atrito entre o pistão e o fuso do amortecedor é reduzido.

As vibrações transmitidas à estrutura do veículo podem ser solucionadas pelo estudo destas vibrações, com o objetivo de se projetar uma peça de fixação que resolva este problema sem que prejudique no controle da posição da roda.

As alterações de cambagem e bitola de eixo podem ser reduzidas aumentando-se o tamanho dos braços inferiores. Em um caso extremo utilizado em veículos de competição off-road, os braços se cruzam.

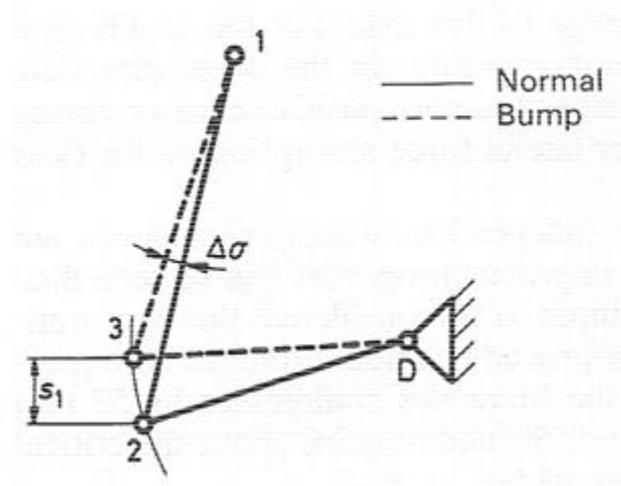


Figura 0.39. Variação da cambagem e da bitola de eixo em uma suspensão McPherson, segundo Reimpell et.al (2006).

Para que se encontre o centro de rolagem de uma suspensão McPherson é preciso traçar uma reta paralela à reta que passa pelo ponto de fixação da mola-amortecedor na estrutura do veículo e o ponto de fixação do braço inferior na manga de eixo. Esta reta deve interceptar o primeiro ponto. O centro de rolagem então, será dado pela intersecção desta reta com o prolongamento do braço inferior.

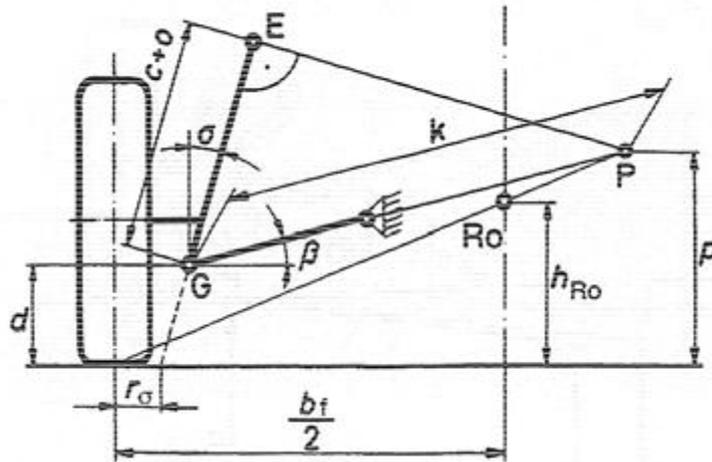


Figura 9.40. Centro de rolagem  $RO$  à altura  $h_{Ro}$  em uma suspensão McPherson, segundo Reimpell et. Al (2006).

Como a inclinação do kingpin e conseqüentemente o off-set de kingpin são também relacionados com a reta  $EG$ , estes parâmetros e o centro de rolagem são dependentes entre si. Analogamente, o ângulo de caster influencia no centro de *pitch* sendo que ambos variam de acordo com o trabalho da suspensão, pois a angulação longitudinal da reta  $EG$  varia.

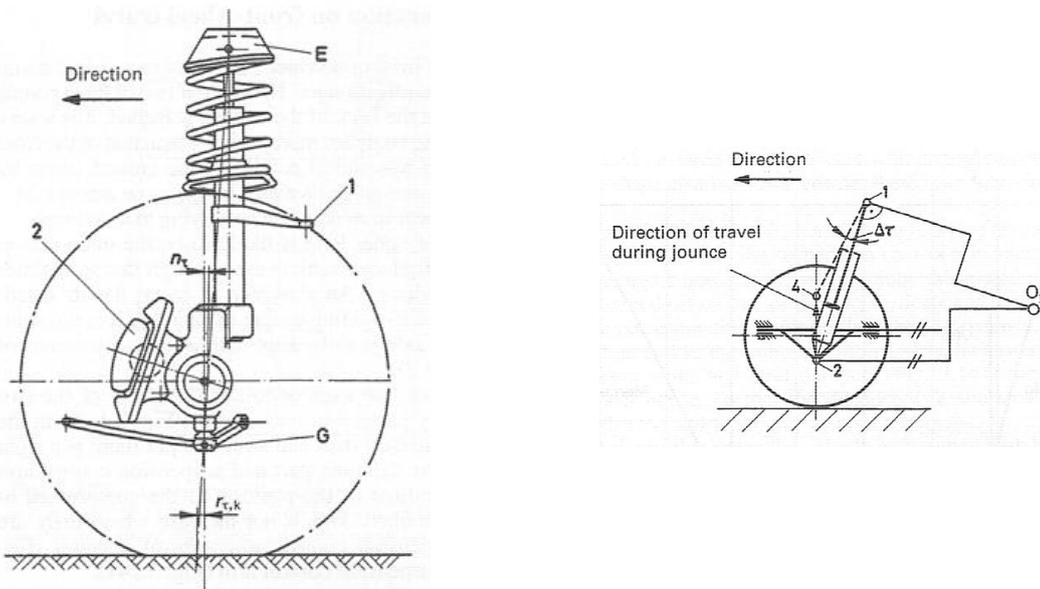


Figura 9.41. Relação entre a inclinação de *kingpin* e o centro de *pitch* em uma suspensão McPherson, segundo Reimpell et. al (2006).

### 9.4.1.2 SUSPENSÃO DUPLO-A (DOUBLE WISHBONE)

Em casos em que o controle do veículo está acima de outros fatores, a melhor solução é normalmente a utilização de uma suspensão Duplo-A. Isto se deve ao fato de que os parâmetros deste tipo de suspensão podem ser escolhidos de modo mais livre com relação à maioria dos outros tipos de suspensão. Ela consiste basicamente de dois braços em forma de “A” superpostos e pode ser utilizada tanto em eixos dianteiros quanto traseiros. O amortecedor e a mola podem ser apoiados tanto em um dos braços quanto na manga de eixo.

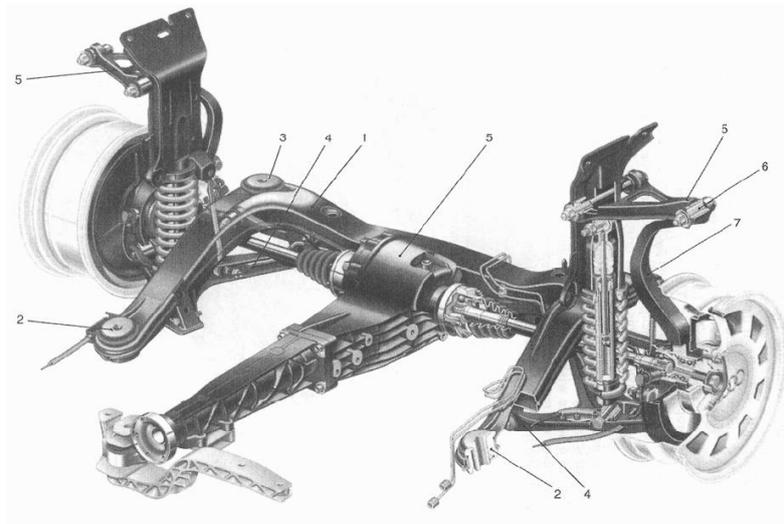


Figura 9.42. Suspensão traseira Duplo-A de um Audi A4 Quattro. Os braços superiores estão indicados pelo número 5, enquanto os braços inferiores estão indicados pelo número 4, segundo Reimpell et. al (2006).

Este tipo de suspensão fornece as seguintes vantagens e desvantagens:

Vantagens:

- Controle mais preciso da cambagem;
- Melhor controle das variações elástico-cinemáticas da cambagem e da convergência;
- Ampla gama de escolha da altura dos centros de rolagem e *pitch*;
- Pequena variação de bitola de eixo;
- Pouca vibração transmitida à estrutura do veículo.

Desvantagens:

- Necessita de espaço considerável;
- Custo mais elevado em comparação à outros tipos de suspensão.

A liberdade de escolha da variação de cambagem provém das inúmeras possibilidades de se combinar o tamanho dos braços de suspensão. Como regras gerais, quanto mais longo o braço inferior, menor a variação de bitola de eixo, e quanto menor o braço superior em relação ao inferior, mais negativa será a cambagem em compressão e mais positiva será em extensão. Obviamente, o efeito combinado dos tamanhos e angulações dos braços é que irão ditar a cambagem. Logo, o controle da posição da roda é tal que é possível projetar uma suspensão que forneça a cambagem ideal em curvas ou obstáculos.

O centro de rolagem é facilmente encontrado na suspensão Duplo-A. É dado pela intersecção do prolongamento dos dois braços.

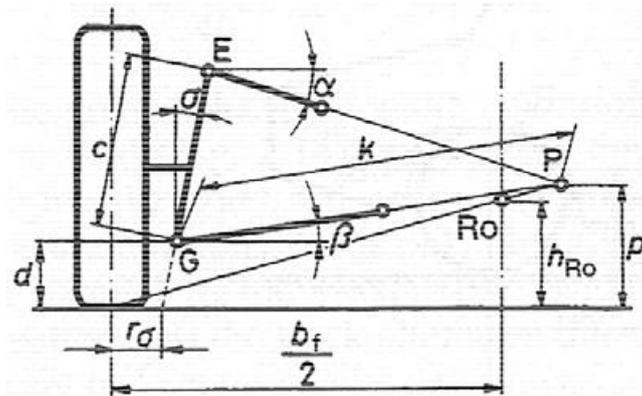


Figura 9.43. Centro de rolagem RO à altura  $h_{Ro}$  em uma suspensão Duplo-A, segundo Reimpell et. al (2006).

Variando-se a angulação dos braços, pode-se obter praticamente qualquer posição desejada para o centro de rolagem. Nota-se que, diferentemente da suspensão *McPherson*, o centro de rolagem é independente da inclinação do *kingpin* e do *kingpin off-set*. No caso em que os braços são paralelos entre si, o centro de rolagem está no infinito. Entretanto, como a altura do centro de rolagem é definida como sendo contida no plano central do veículo, ela pode estar apenas a poucos milímetros do solo.

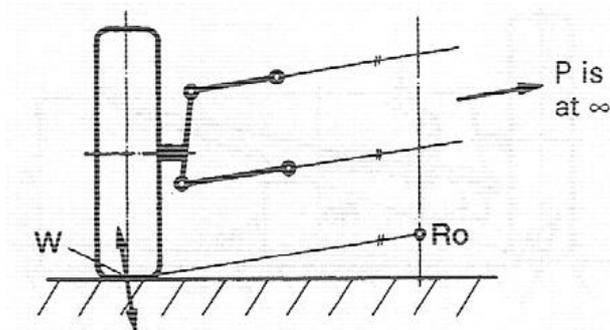


Figura 9.44. Centro de rolagem de uma suspensão Duplo-A no caso em que seus braços são paralelos entre si, segundo Reimpell et. al (2006).

O centro de *pitch* é dado pela angulação dos braços entre si em relação ao eixo  $y$ . No caso em que os freios dianteiros são localizados no interior do sistema de transmissão (fig. 9.45), os braços devem estar inclinados na mesma direção para que haja *anti-dive*. Caso os freios estejam dentro das

rodas (fig. 9.46), os braços devem estar inclinados na mesma direção. Isto ocorre porque quando o freio está localizado no interior da roda, as forças geradas pelo atrito da pastilha com o disco (ou tambor) devem ser resistidas pelos braços de suspensão.

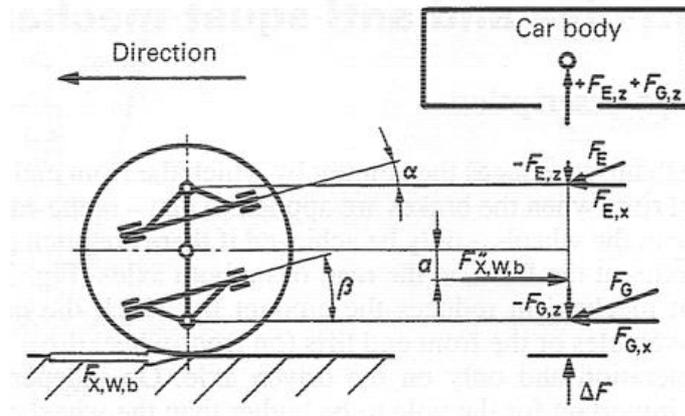


Figura 9.45. Diagrama de forças relacionando o mecanismo de anti-dive com uma força de frenagem no caso em que o freio se localiza no interior do sistema de transmissão, segundo Reimpell et. al (2006).

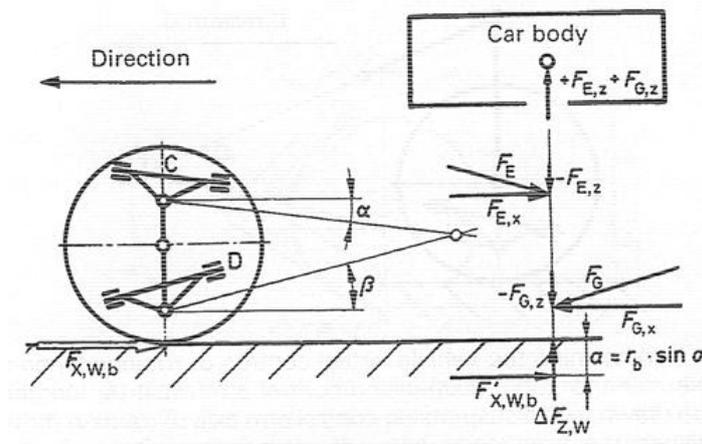


Figura 9.46. Diagrama de forças relacionando o mecanismo de anti-dive com uma força de frenagem no caso em que o freio se localiza no interior das rodas, segundo Reimpell et. al (2006).

Se o veículo possui tração dianteira e freios no interior da roda, então o mecanismo de *anti-dive* também funciona como *anti-squat* se apenas o braço inferior estiver angulado. A desvantagem de se ter uma diferença de angulação entre os braços é que o caster varia com o trabalho da suspensão. A angulação dos braços também pode causar movimentos longitudinais indesejados. Porém, em certos casos uma angulação inversa ao anti-dive pode ser introduzida para diminuir o impacto das rodas com obstáculos e, conseqüentemente, reduzir os esforços sobre os elementos da suspensão.

A situação é análoga quando se define o centro de *pitch* do eixo traseiro, mas neste caso a angulação é na direção contrária. Uma variação interessante deste tipo de suspensão é a utilizada em

veículos de alto desempenho como é o caso de alguns modelos de Ferrari, Lamborghini e veículos de competição *on-road* como os carros de Fórmula-1. Tanto por razões de espaço, quanto por menor massa não-suspensa, melhor desempenho e por menores arrastos aerodinâmicos (caso dos carros de F1 nos quais a maioria dos elementos da suspensão são expostos), as molas e amortecedores formam um conjunto instalado no interior da estrutura do veículo e podem estar dispostos em qualquer posição. A transmissão de forças é feita por meio de um braço ligado à um mecanismo de biela-manivela.

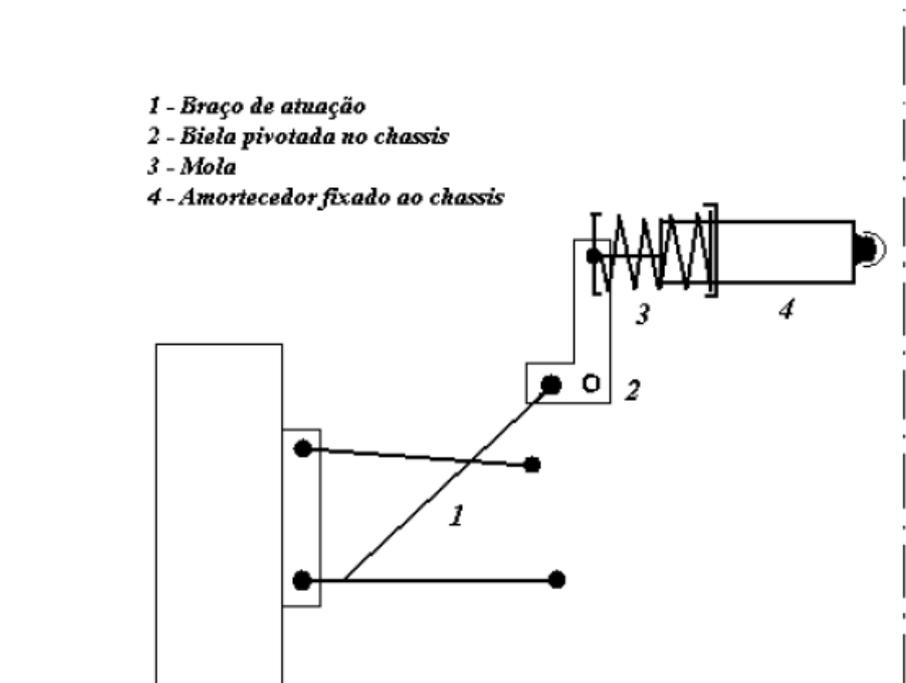


Figura 9.47. Sistema de suspensão com biela.

Uma grande vantagem deste tipo de suspensão é que pode ser projetada de modo que uma pequena variação de movimento das rodas cause um grande deslocamento do conjunto mola-amortecedor, assegurando um bom do funcionamento do amortecedor. Por este motivo, é ideal para veículos de rua que possuem curso de suspensão reduzido.

### 9.4.1.3 SUSPENSÃO MULTI-LINK

A suspensão Duplo-A no eixo traseiro não fornece um controle preciso de convergência das rodas. Para suprir esta deficiência existe a suspensão Multi-Link que consiste em três a cinco braços de controle. A grande vantagem deste tipo de suspensão traseira é que todos os parâmetros podem ser controlados de forma independente assim como na dianteira Duplo-A. Se uma suspensão traseira Duplo-A possuir um braço de controle de convergência também pode ser classificada como Multi-Link.

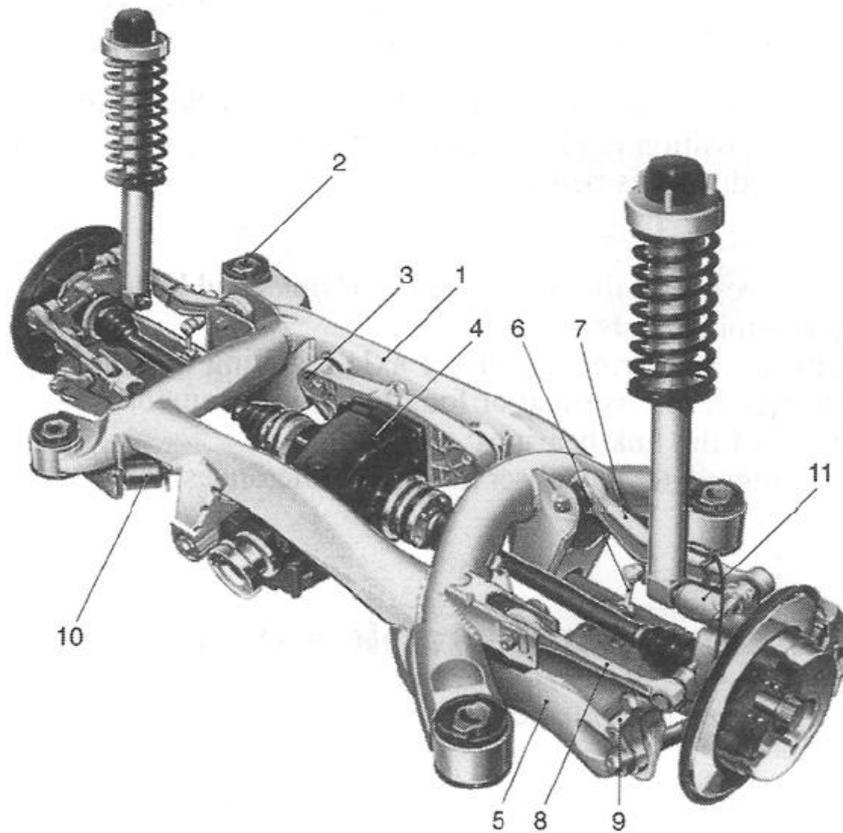


Figura 9.48. Suspensão traseira Multi-link de uma BMW Série 5 (E39, 1996) , segundo Reimpell et. Al (2006).

Em alguns casos, os braços e/ou as buchas são projetados para sofrerem deformações com o trabalho da suspensão, como é o caso da suspensão do Ford Focus (1998) em que o braço longitudinal sofre torção.

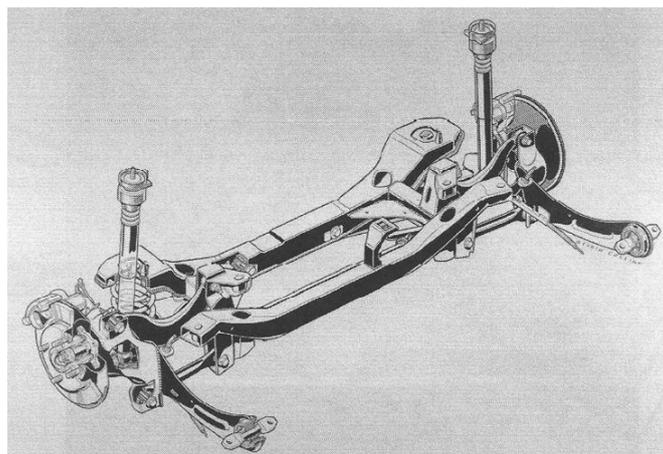


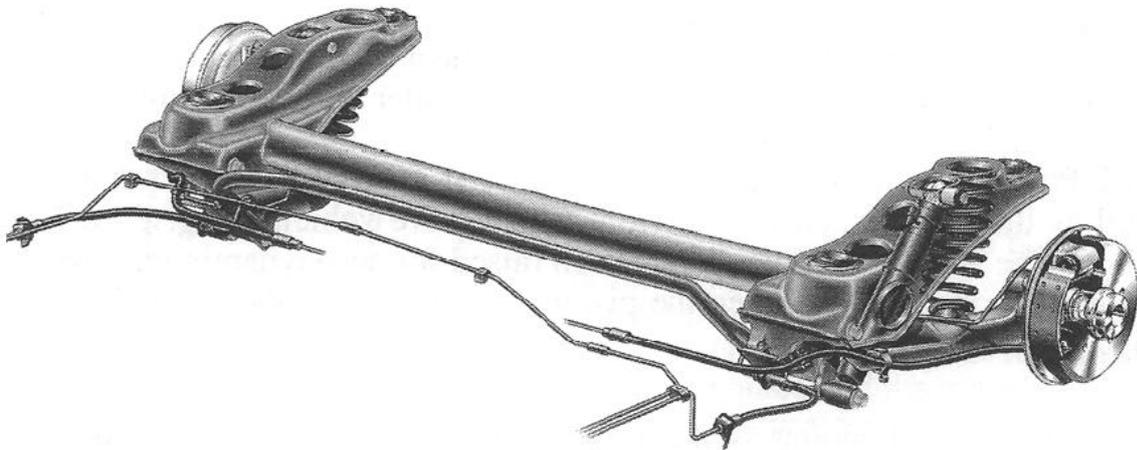
Figura 9.49. Suspensão traseira Multi-link de um Ford Focus (1998) modelo europeu, segundo Reimpell et. al (2006)

Este tipo de suspensão possui a desvantagem de possuir um custo mais elevado com relação às suspensões à que normalmente substitui (Duplo-A e Semi-Trailing-Arm), porém pode fornecer ótimos desempenhos.

É difícil a generalização da definição de parâmetros tipo de suspensão, pois o arranjo dos braços pode ser o mais variado possível, portanto, não será feita.

#### 9.4.1.4 SUSPENSÃO TRAILING-ARM

Utilizada em eixos traseiros de veículos com tração traseira, a suspensão Trailing-Arm consiste apenas de braços longitudinais que são responsáveis pela transmissão de forças longitudinais e laterais. Logo, está sujeita a esforços diversos. Pela sua simplicidade e baixo custo, é largamente utilizada em veículos de passeio de baixo custo.



Suas principais vantagens e desvantagens são:

Vantagens:

- Simples e compacto;
- Baixo custo;
- Sem variação de bitola de eixo;
- Massa não-suspensa reduzida.

Desvantagens:

- Centro de rolagem sempre na altura do solo;
- Pequena variação de cambagem no sentido de prejudicar o desempenho;
- Tendência elástico-cinemática ao sobre-esterçamento devido à forças laterais.

A altura do centro de rolagem da suspensão Trailing-Arm se encontra no solo, pois a aplicação de uma força lateral no pneu apenas causa a flexão do braço longitudinal e não influencia na rolagem do veículo. O centro de *pitch* se localiza na fixação do braço longitudinal com a estrutura do veículo e, portanto fornece anti-dive.

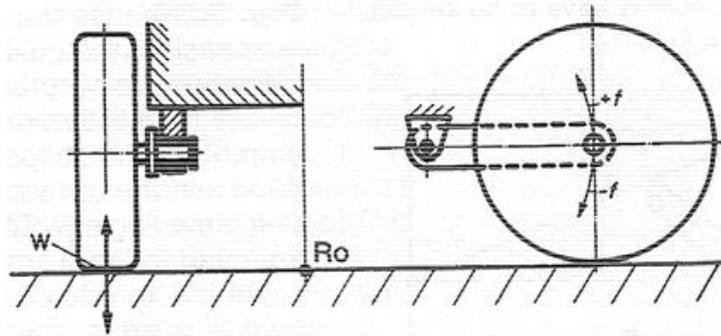


Figura 9.51. Altura do centro de rolagem  $RO$  e centro de *pitch* em uma suspensão Trailing-Arm, segundo Reimpell et. al (2006).

#### 9.4.1.5 SUSPENSÃO SEMI-TRAILING-ARM

Este tipo de suspensão consiste em uma variação da Trailing-Arm. Consiste em um braço de controle fixado à dois pontos da estrutura do veículo. Assim, é possível realizar um certo controle sobre a convergência e a cambagem, além de ser possível a definição de um centro de rolagem à uma altura desejada, diferentemente da suspensão Trailing-Arm, na qual o centro de rolagem se encontra inevitavelmente no solo.

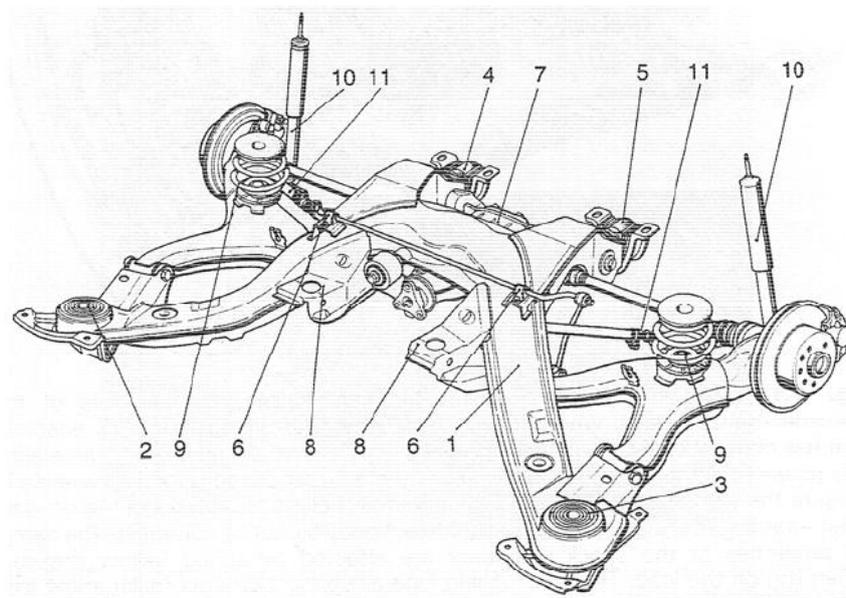


Figura 9.52. Suspensão traseira Semi-Trailing-Arm de um Opel Omega (1999) , segundo Reimpell et. Al (2006).

As seguintes vantagens e desvantagens gerais são atribuídas à suspensão Semi-Trailing-Arm:

Vantagens:

- Possibilidade de definição do centro de rolagem e *pitch*;
- Boa capacidade de controle de cambagem e convergência.

Desvantagens:

- Necessita de mais espaço em relação à Trailing-Arm;
- Tendência elástico-cinemática ao sobre-esterçamento;
- Dependência da cambagem e da convergência;
- Pequena variação de bitola de eixo.

O centro de rolagem de uma suspensão Semi-Trailing-Arm é encontrado da seguinte maneira: Traça-se uma reta unindo os pontos de fixação da suspensão na estrutura do veículo no plano  $xy$  e marca-se um ponto em que esta reta intersecta uma linha perpendicular ao centro da roda. Este ponto define a posição transversal do centro do rolagem. Traça-se então uma reta unindo os mesmos pontos, mas desta vez no plano  $zy$ . O centro de rolagem estará sobre esta reta, à distância transversal encontrada anteriormente.

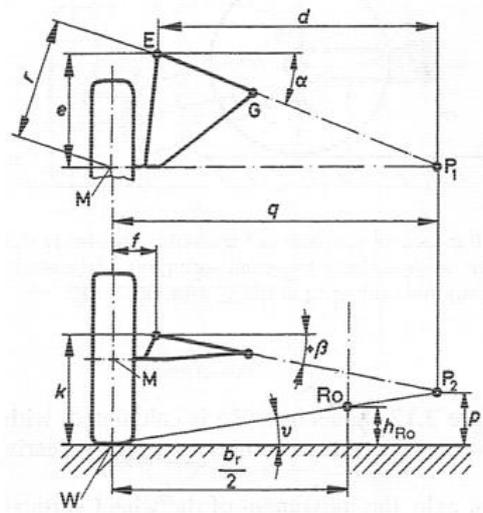


Figura 9.53. Definição do centros de rolagem de uma suspensão Semi-Trailing-Arm, segundo Reimpell et. Al (2006).

O centro de *pitch* é encontrado de maneira análoga.

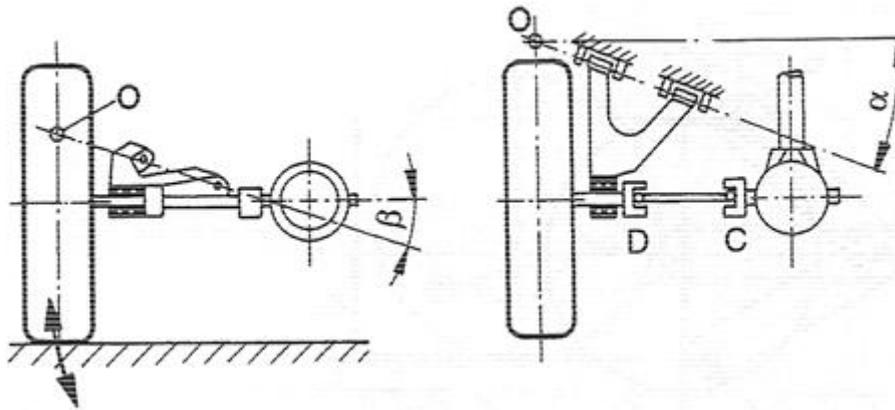


Figura 9.54. Definição do centro de *pitch* de uma suspensão Semi-Trailing-Arm, segundo Reimpell et. Al (2006).

### 9.4.2 SUSPENSÕES DE EIXO RÍGIDO

As suspensões rígidas costumam serem utilizadas em veículos comerciais como caminhões e ônibus, em caminhonetes e também em veículos off-road. São normalmente utilizados feixes de molas longitudinais ao invés de molas helicoidais, pois este tipo de suspensão costuma visar o custo ao invés do desempenho. Uma vantagem deste tipo de mola é que ela pode ser o único elemento de fixação da suspensão no chassi do carro pois pode transmitir forças em todas as direções. Podem ser utilizadas tanto no eixo dianteiro quanto no traseiro. As vantagens e desvantagens gerais deste tipo de suspensão estão listadas a seguir:

Desvantagens:

- Dependência de uma roda em relação à outra;
- Necessitam de grande espaço disponível acima do eixo;
- Potencial limitado para ajustes finos;
- Massa não suspensa elevada caso se utilize um diferencial;
- Diferenças de carga nos pneus caso haja um diferencial.

Vantagens:

- Simplicidade, ou seja, menor quantidade de elementos;
- Econômicos em sua fabricação;
- Não produz variações de bitola de eixo, convergência e cambagem;
- Não produz variações de cambagem durante curvas;
- O esterçamento causado pelos efeitos elástico-cinemáticos pode ser ajustado para sub ou sobre-esterçamento.

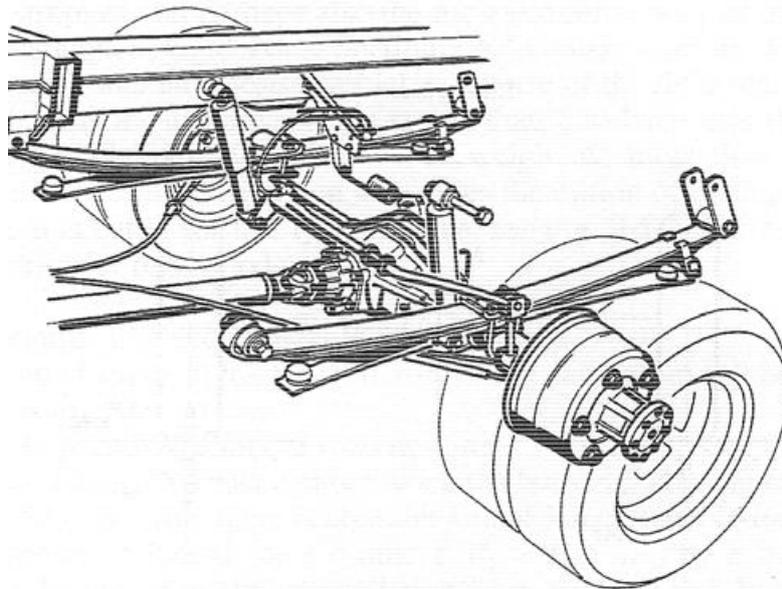


Figura 9.55. Suspensão de eixo rígido de um veículo Volkswagen LT utilizando feixe de molas, segundo Reimpell et. al (2006).

As suspensões de eixo-rígido ainda possuem a vantagem de poderem ser montadas em uma ampla gama de posições com relação à sub-estrutura do chassis. Isto permite que a distância entre as montagens das molas sejam tais que quando o veículo se encontra sob carregamentos elevados (caso de caminhões, por exemplo) o peso é melhor distribuído no chassis e isso faz com que as tensões nele sejam reduzidas. Ele pode ainda possuir uma barra-antirolagem para minimizar a rolagem lateral do veículo.

A altura do centro de rolagem de uma suspensão rígida que transmite todas as forças através dos feixes de molas se localiza no centro de seu feixe principal. Os mecanismos de anti-dive e anti-squat podem ser fornecidos pela inclinação das molas, ou seja, pela diferença de altura entre as fixações das molas. Ao mesmo tempo, pode causar sobre ou sub-esterçamento do eixo como mostrado na figura.

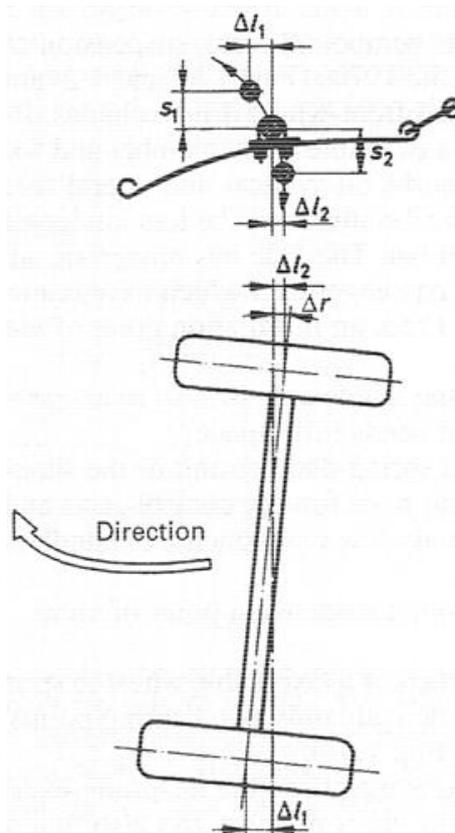


Figura 9.56. Sub-esterçamento causado pelos deslocamentos dos feixes de molas, segundo Reimpell et. al (2006).

Uma variação de suspensão de eixo rígido é feita utilizando-se molas helicoidais, braços longitudinais para transmitir forças longitudinais e uma barra *panhard*, que realiza a transmissão de forças laterais. Esta barra *panhard* é montada em um dos lados da suspensão e se estende até o outro lado, onde é fixada à estrutura do carro.

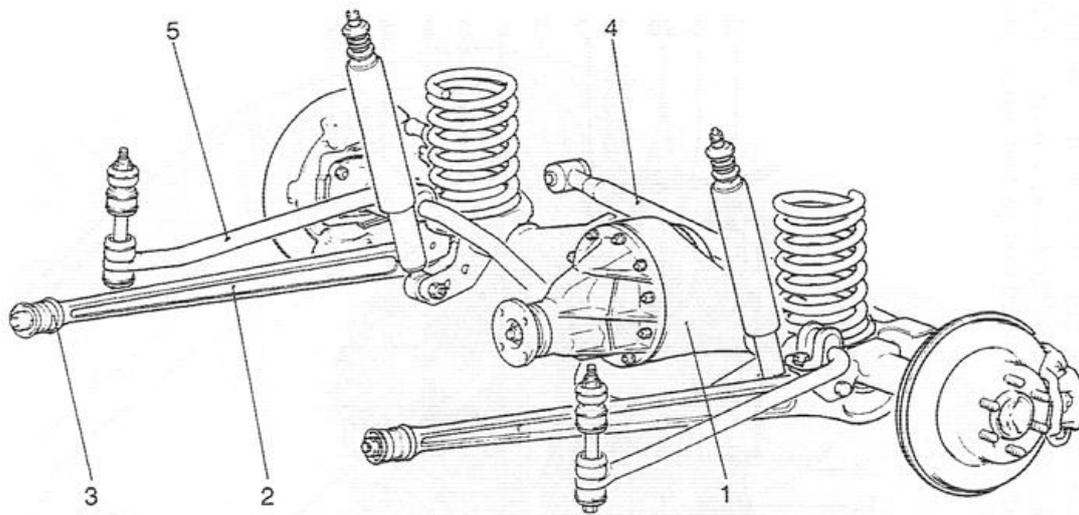


Figura 9.57. Suspensão traseira de eixo rígido de um Mitsubishi Pajero. A barra *panhard* está indicada pelo número 4, segundo Reimpell et. al (2006).

Em uma suspensão que transmite as forças laterais por meio de uma barra panhard, seu centro de rolagem se localiza na intersecção da barra e do plano central do veículo em uma vista traseira.

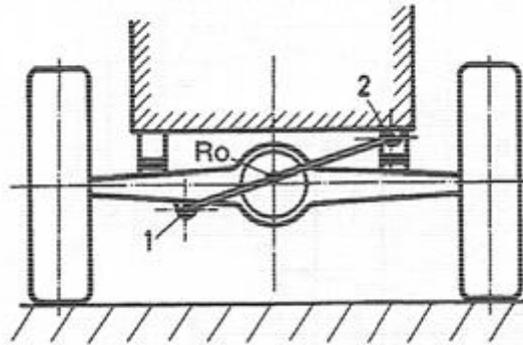


Figura 9.58. Centro de rolagem em uma suspensão que utiliza barra *panhard*, segundo Reimpell et. AI (2006).

Outra variação interessante é a conhecida como *Four Bar Links*. São utilizados dois braços de controle inferiores e dois braços de controle superiores, cada par com determinadas angulações de modo a produzir os centros de rolagem e *pitch*. Estes braços são responsáveis por transmitir tanto as forças longitudinais quanto laterais.

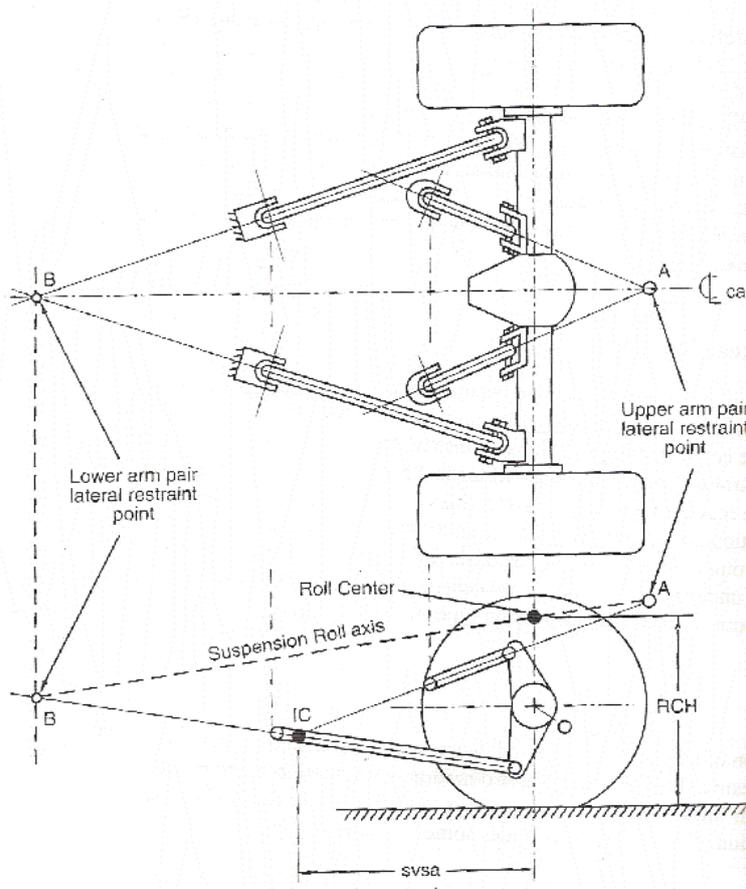


Figura 9.59. Suspensão *Four Bar Links*.

### 9.4.3 SUSPENSÕES DE EIXO SEMI-RÍGIDO

A suspensão de eixo semi-rígido é a mais utilizada em eixos traseiros de carros de passeio de tração dianteira nos dias de hoje. Isto se deve ao seu baixo custo unido ao seu relativo bom desempenho. Consiste em dois braços longitudinais soldados a um membro que une as rodas. Este membro possui uma rigidez à torção de tal maneira que permite o movimento de uma roda em relação à outra de modo semi-independente funcionando como uma barra anti-rolagem.

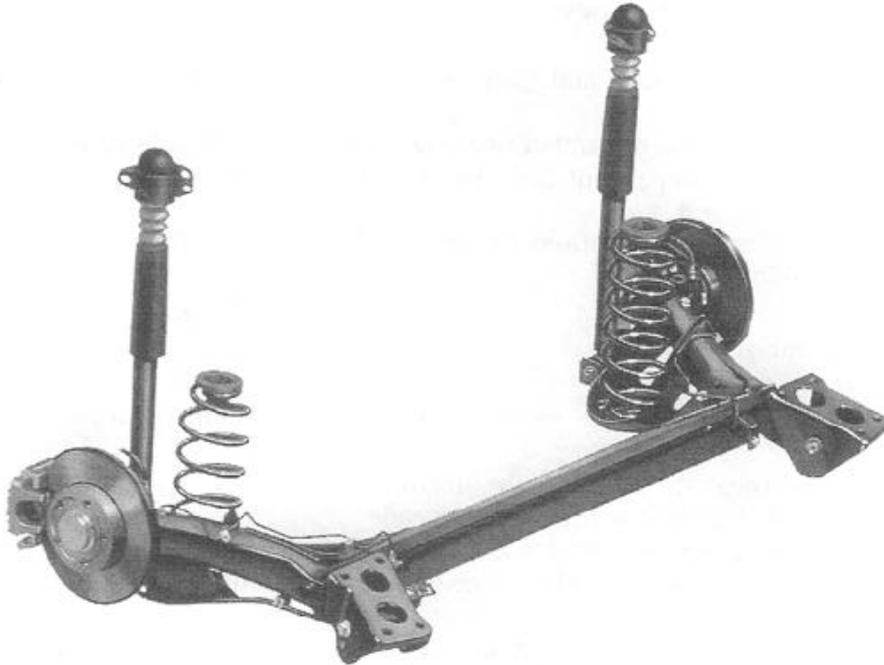


Figura 9.60. Suspensão traseira de eixo semi-rígido utilizada em Volkswagen Golf IV (1997), Volkswagen Bora (1999) e Audi A3 (1996) , segundo Reimpell et. al (2006).

Vantagens:

As características gerais das suspensões semi-rígidas são:

- Fácil instalação e manutenção;
- Pouco espaço necessário;
- Simples e de baixo custo;
- Apenas dois pontos de fixação na estrutura do veículo;
- Massa não suspensa reduzida;
- Insignificantes variações de convergência e bitola de eixo com o trabalho paralelo ou recíproco da suspensão;
- Pequenas variações de cambagem em curvas;
- Grande liberdade para projetar o centro de pitch traseiro, podendo-se reduzir consideravelmente o levantamento da traseira do veículo.

Desvantagens:

- Tendência ao sobre-esterçamento em curvas;
- Limitações quanto ao controle das rodas;
- Alto nível de vibrações causando desconforto;
- A estrutura do veículo deve ser bem reforçada nos pontos de fixação, pois recebem cargas superpostas em todas as direções.

## 10 – ANEXO II

### RESUMO DO PROJETO

FSAE Suspension Datasheet				
Dados Gerais	Altura CG	330mm		
	Localização longitudinal	1200mm		
	Distância entre-eixos	1700mm		
	%Frenagem dianteira	60%		
Dianteira				
Localização	Ponto	X (mm)	Y(mm)	Z(mm)
	1-Bandeja inferior: frente	0	190	130
	2-Bandeja inferior: detrás	330	190	150
	3-Bandeja inferior: externo	150	580	140
	4-Bandeja superior: frente	0	190	360
	5-Bandeja superior: detrás	330	310	300
	6-Bandeja superior: externo	163	555	360
Dados	Geometria vista frontal	Altura CI frontal	68,36mm	
		Altura centro de rolagem	15,84mm	
		Comprimento FVSA frontal	2220,6mm	
	Ângulos da manga de eixo	Ângulo kingpin	6,48°	
		Ângulo caster	4°	
	Geometria vista lateral	Altura CI lateral	225,0mm	
		Comprimento SVSA	1402,5mm	
Ângulo $\phi_F$		9,11°		
Anti-dive		49,56%		
Mola (utilizada na simulação)	Constante	101,93 N/mm		
Traseira				
Localização	Ponto	X (mm)	Y(mm)	Z(mm)
	1-Bandeja inferior: frente	1610	173	130
	2-Bandeja inferior: detrás	2010	155	115
	3-Bandeja inferior: externo	1860	600	145
	4-Bandeja superior: frente	1610	203	308
	5-Bandeja superior: detrás	2010	155	330
	6-Bandeja superior: externo	1885	575	352
Dados	Geometria vista frontal	Altura CI frontal	56,3mm	
		Altura centro de rolagem	17,75mm	
		Comprimento FVSA	1925,0mm	

Ângulos da manga de eixo	Ângulo kingpin	6,89°
	Ângulo caster	4°
Geometria vista lateral	Altura CI lateral	234,44mm
	Comprimento SVSA	1766,1mm
	Ângulo $\phi_R$	7,56°
Mola (utilizada na simulação)	Anti-dive	64,66%
	Constante	77,5 N/mm

# 11 – ANEXO III

## GRÁFICOS

Nesse anexo serão apresentados todos os gráficos das simulações de veículo completo. Esses gráficos não foram apresentados no Cap. 6, juntamente com os outros, para evitar a poluição do texto.

A configuração de cada simulação encontra-se na Tab. 6.1 do Cap. 6.

### 11.1 – Aceleração Susp-AI

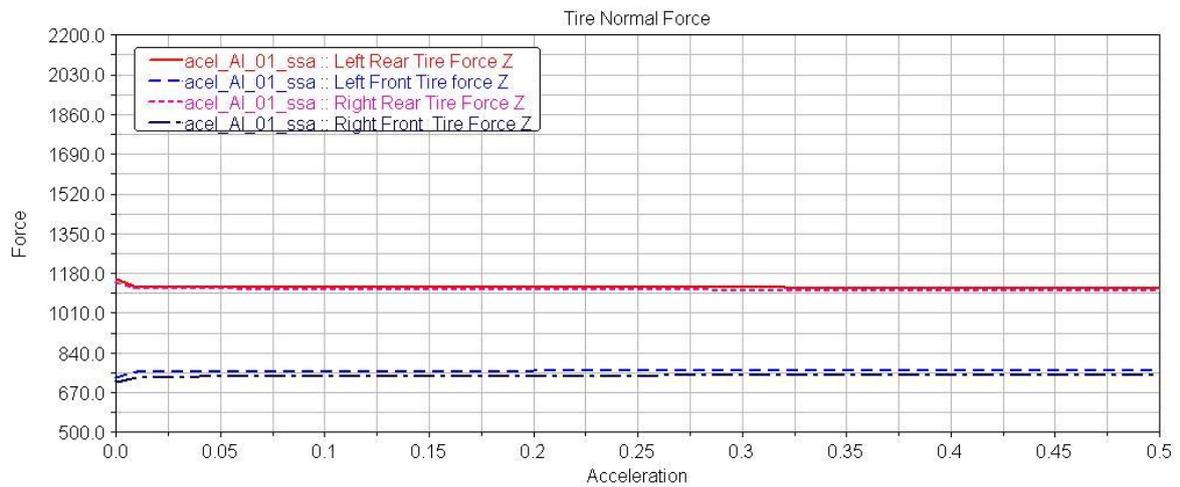


Figura 11. 1 - Força normal da simulação acel\_01 - Susp-AI

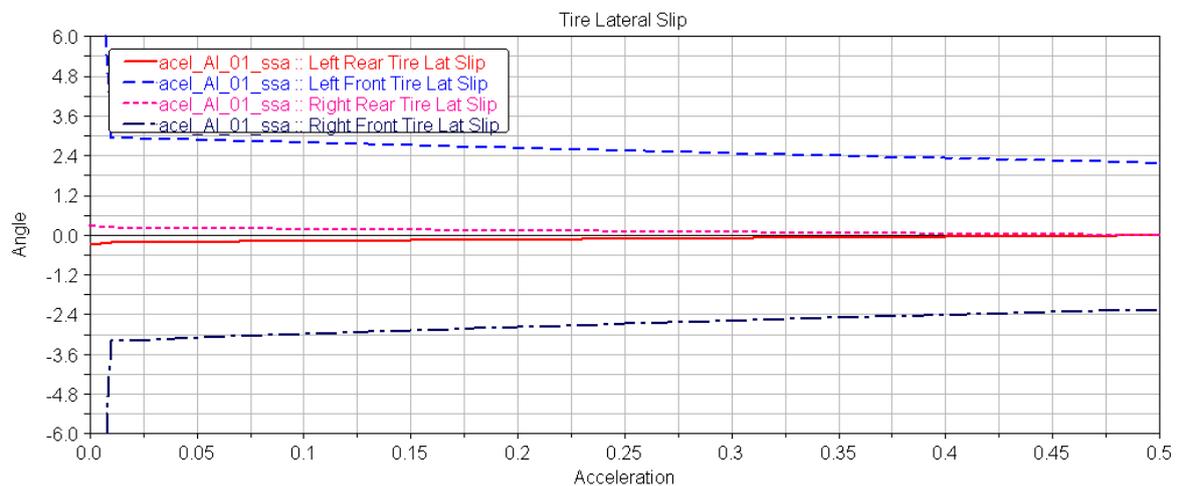
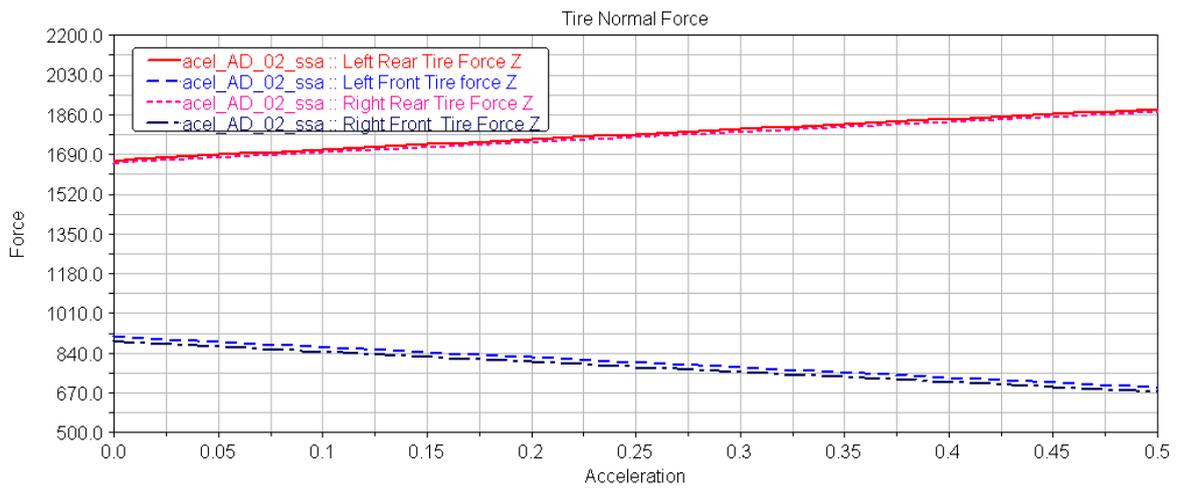
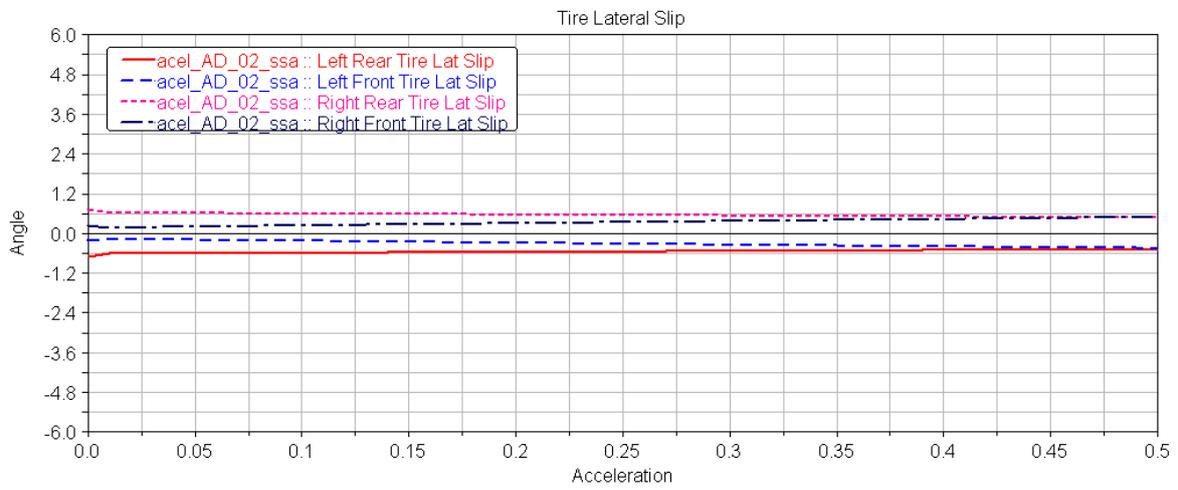


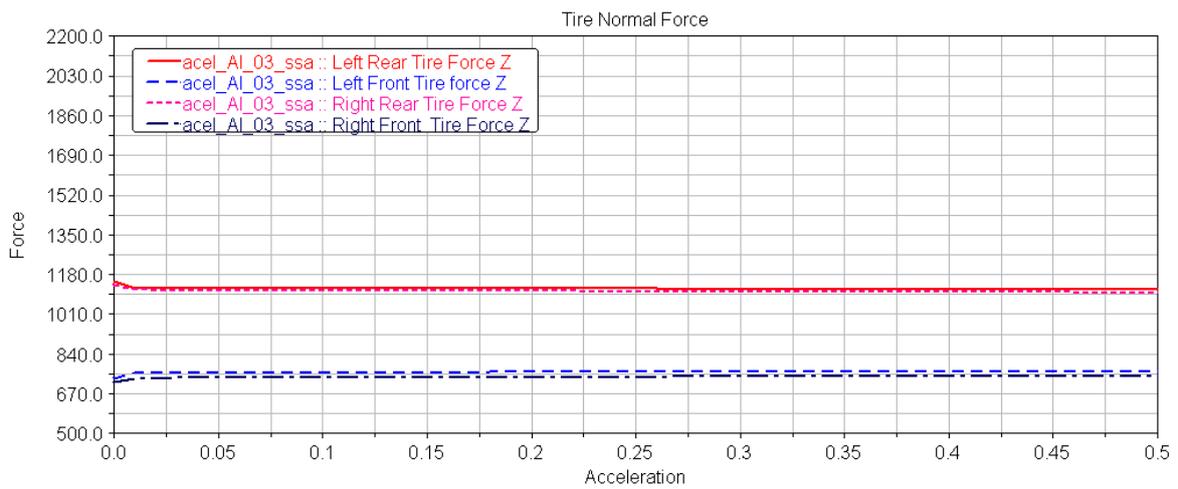
Figura 11. 2 - Escorregamento lateral (*slip*) da simulação acel\_01 - Susp-AI



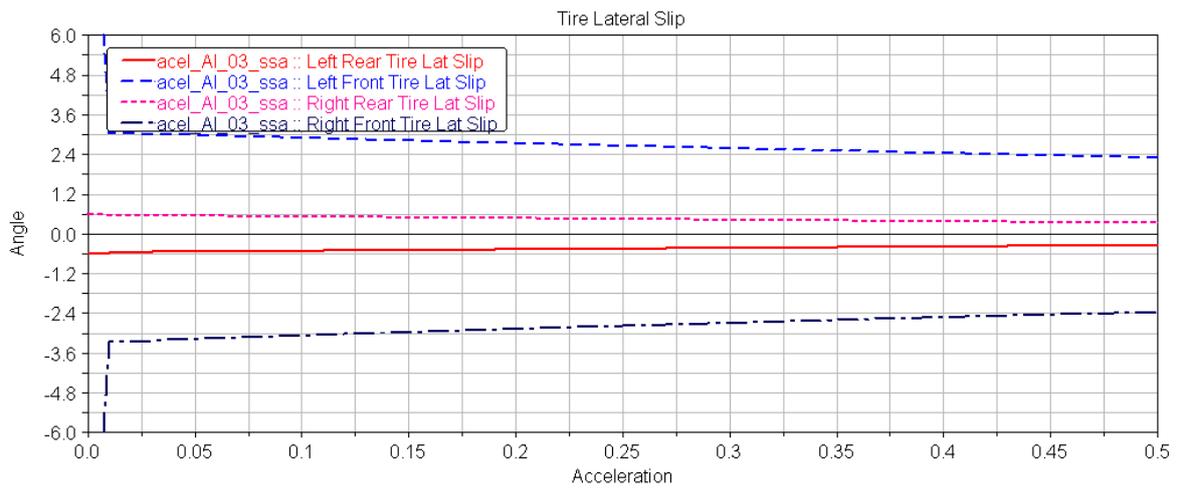
**Figura 11.3 - Força normal da simulação accel\_02 - Susp-AI**



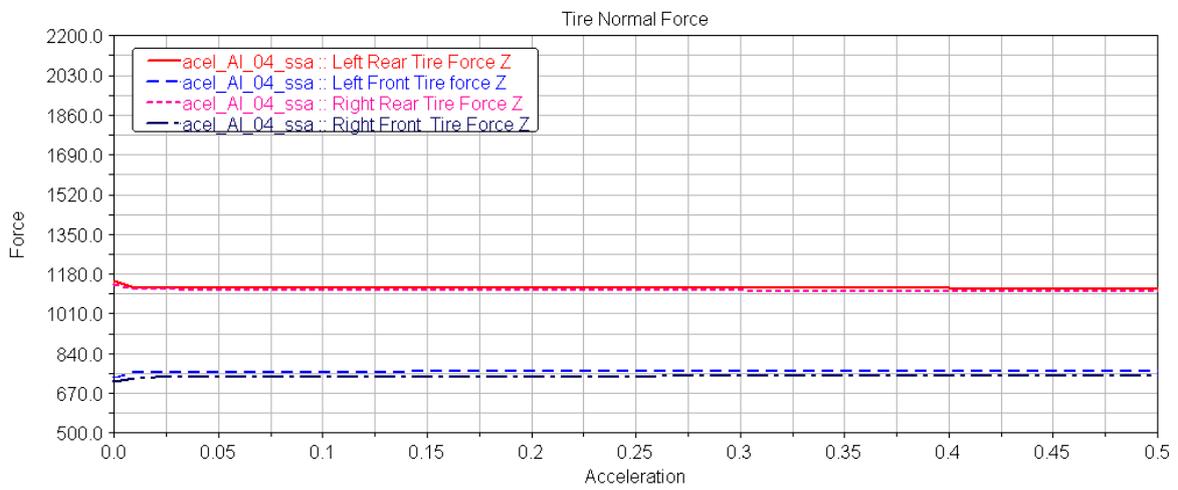
**Figura 11.4 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_02 - Susp-AI**



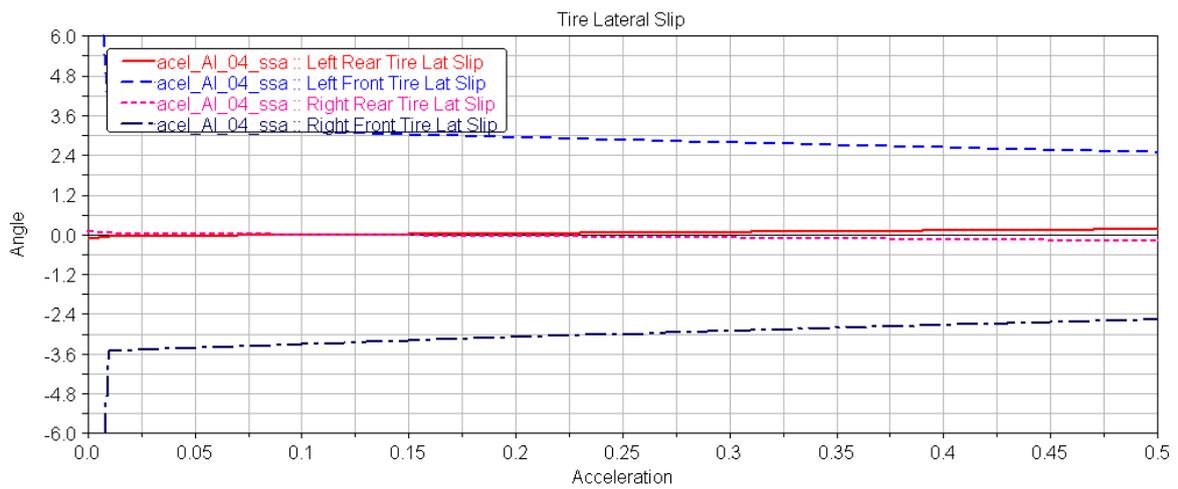
**Figura 11.5 - Força normal da simulação accel\_03 - Susp-AI**



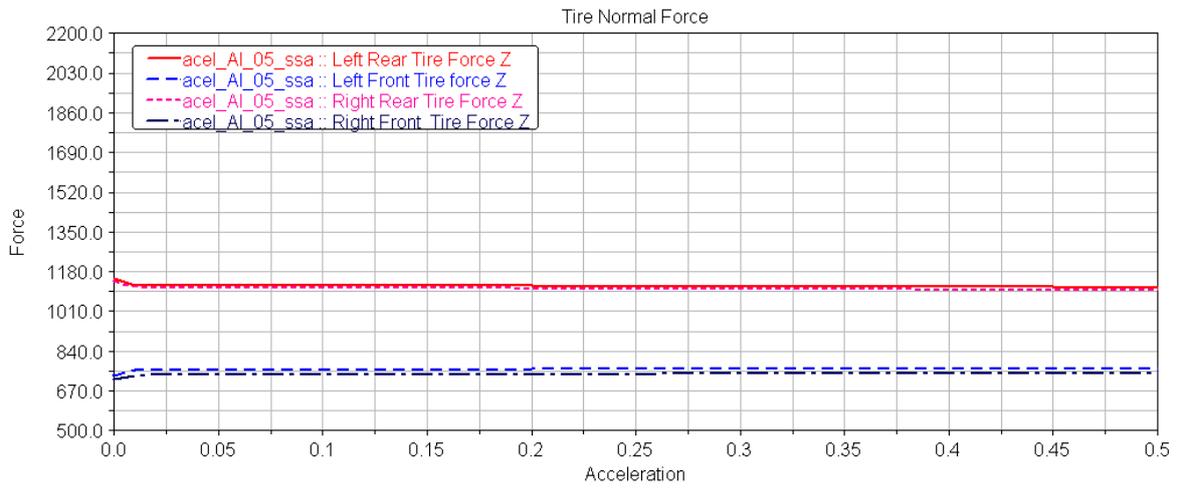
**Figura 11. 6 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_03 - Susp-AI**



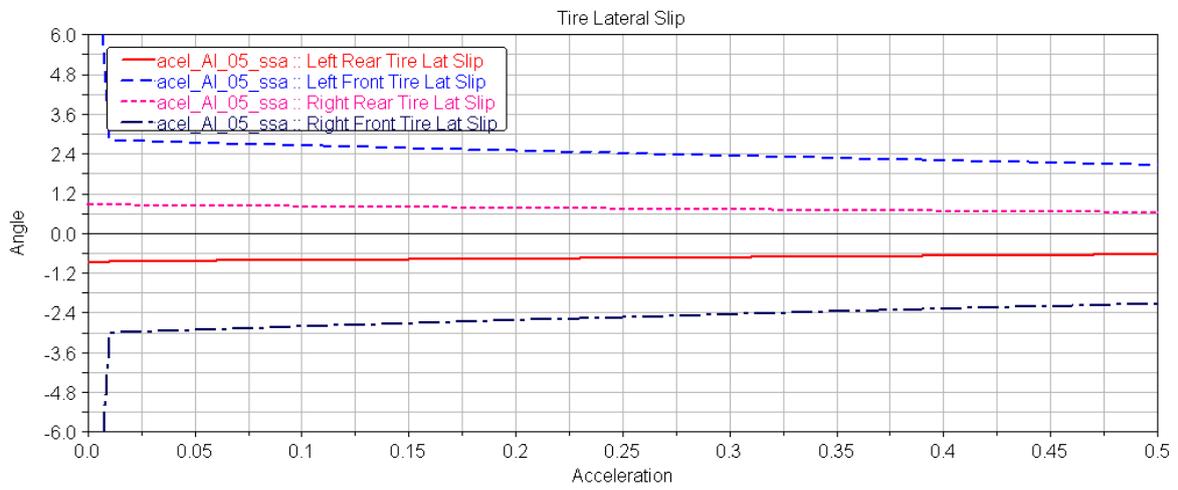
**Figura 11. 7 - Força normal da simulação accel\_04 - Susp-AI**



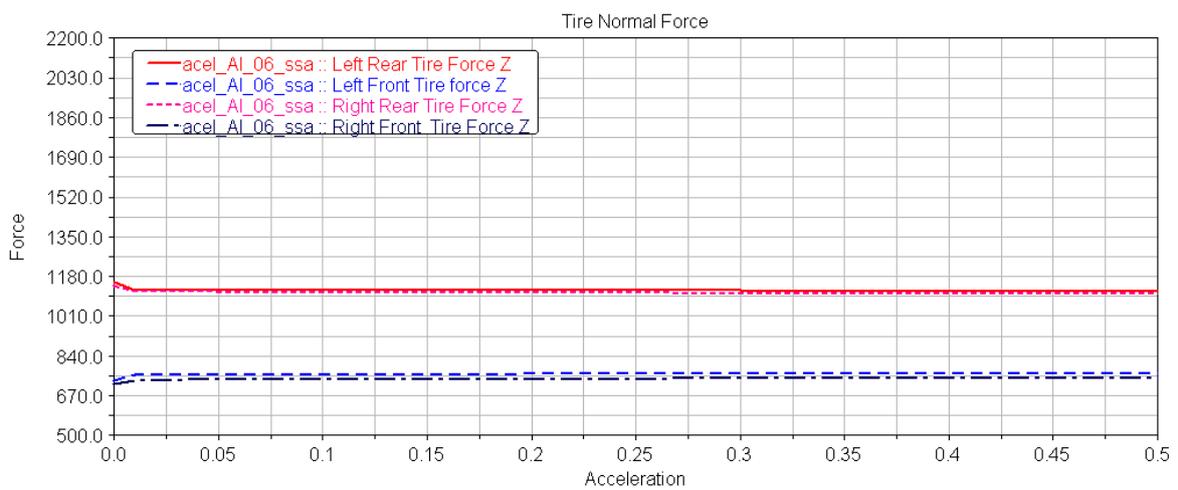
**Figura 11. 8 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_04 - Susp-AI**



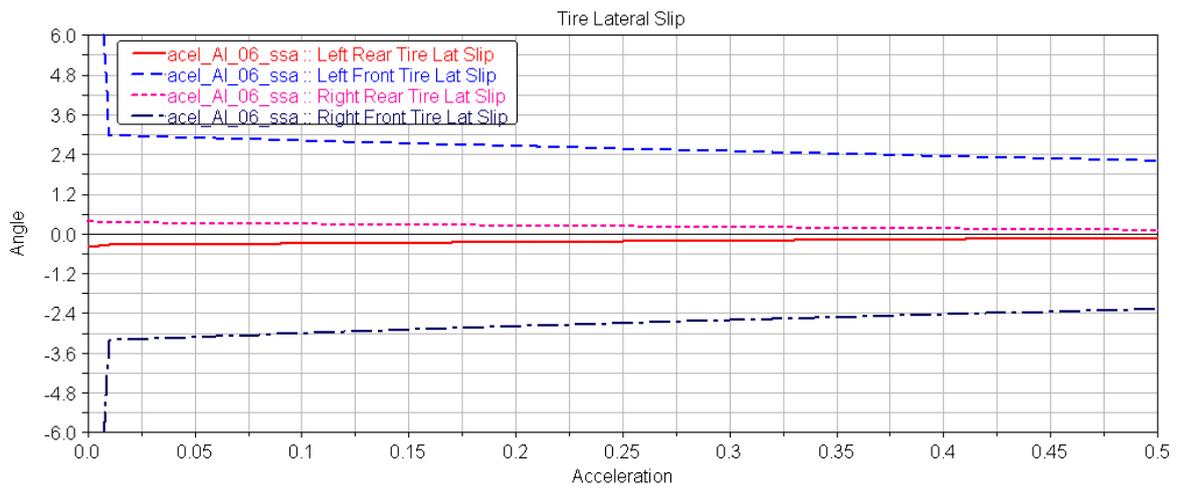
**Figura 11. 9 - Força normal da simulação accel\_05 - Susp-AI**



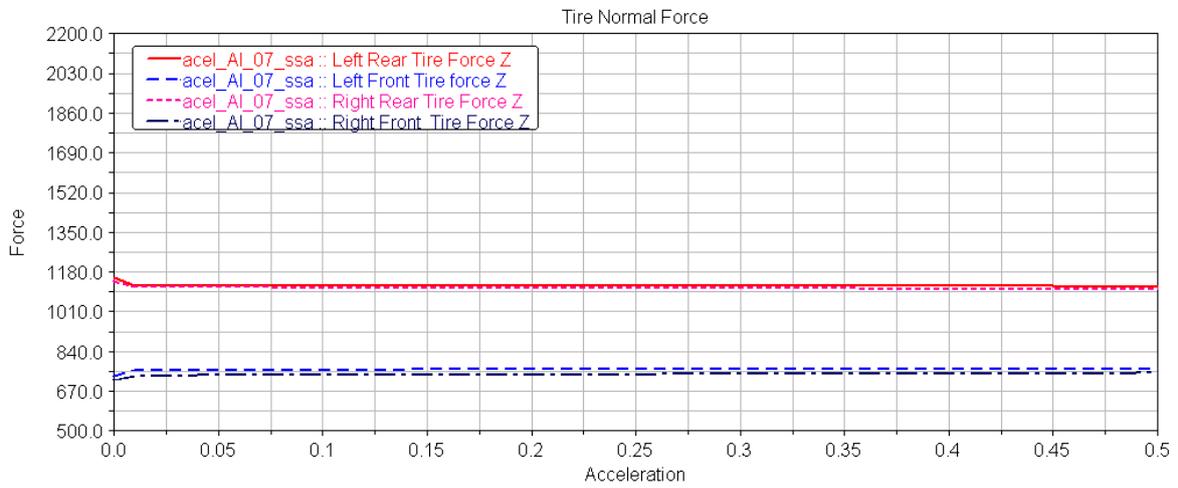
**Figura 11. 10 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_05 - Susp-AI**



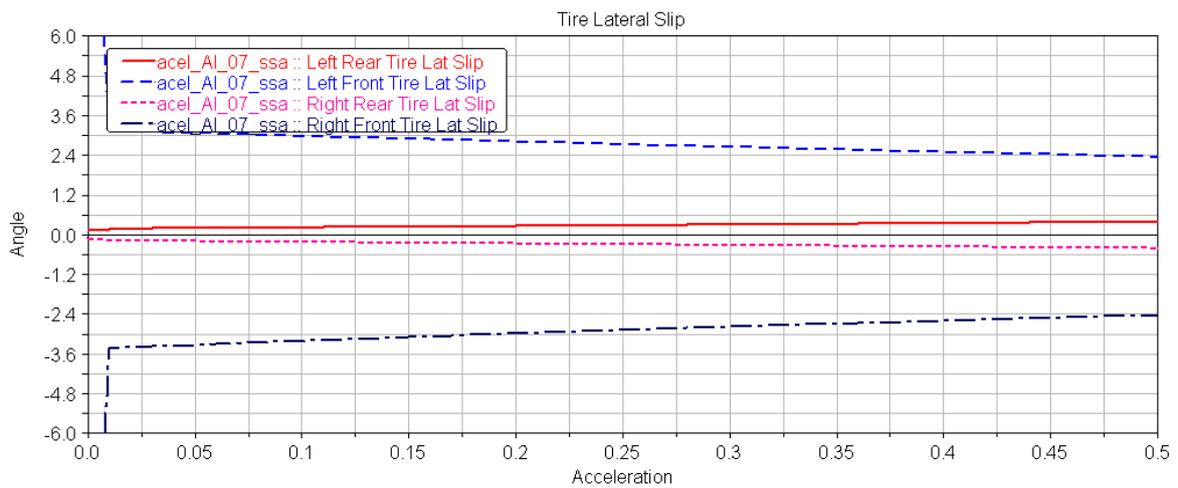
**Figura 11. 11 - Força normal da simulação accel\_06 - Susp-AI**



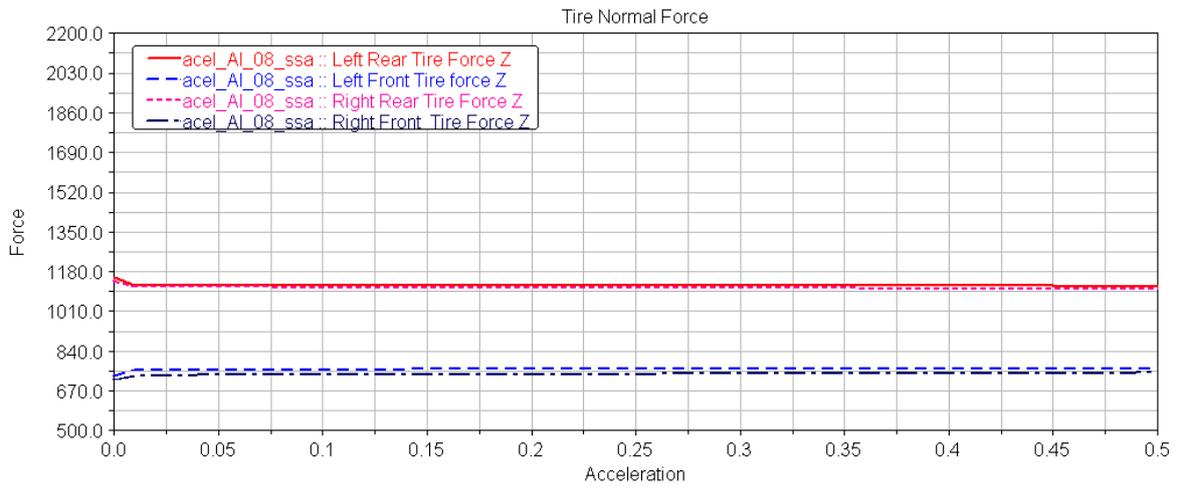
**Figura 11. 12 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_06 - Susp-AI**



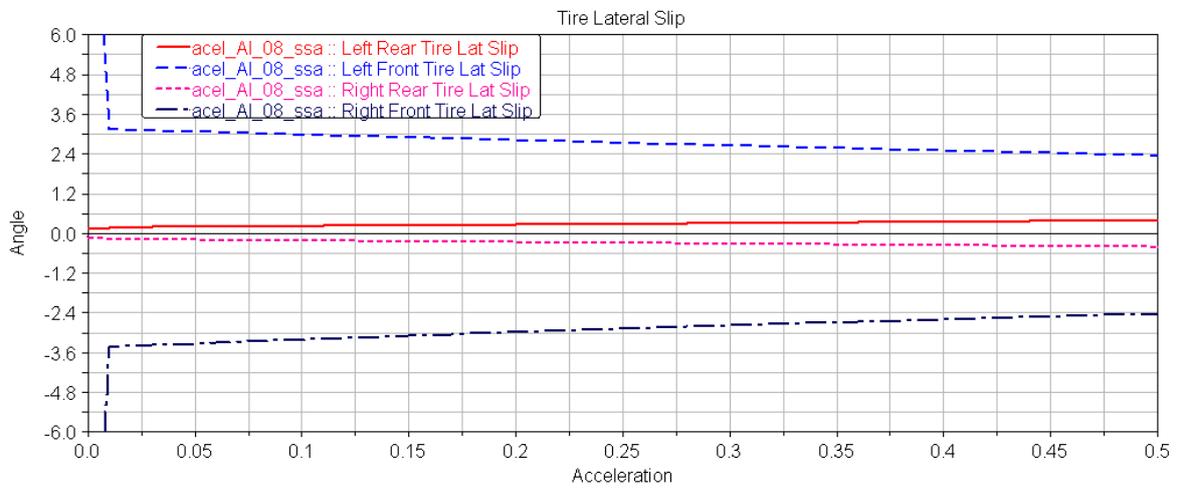
**Figura 11. 13 - Força normal da simulação accel\_07 - Susp-AI**



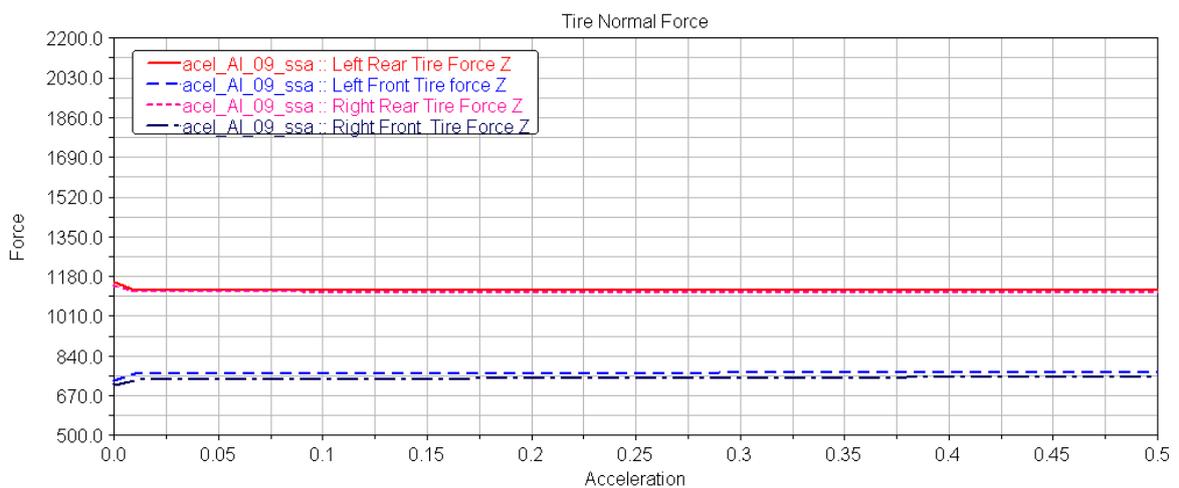
**Figura 11. 14 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_07 - Susp-AI**



**Figura 11. 15 - Força normal da simulação accel\_08 - Susp-AI**



**Figura 11. 16 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_08 - Susp-AI**



**Figura 11. 17 - Força normal da simulação accel\_09 - Susp-AI**

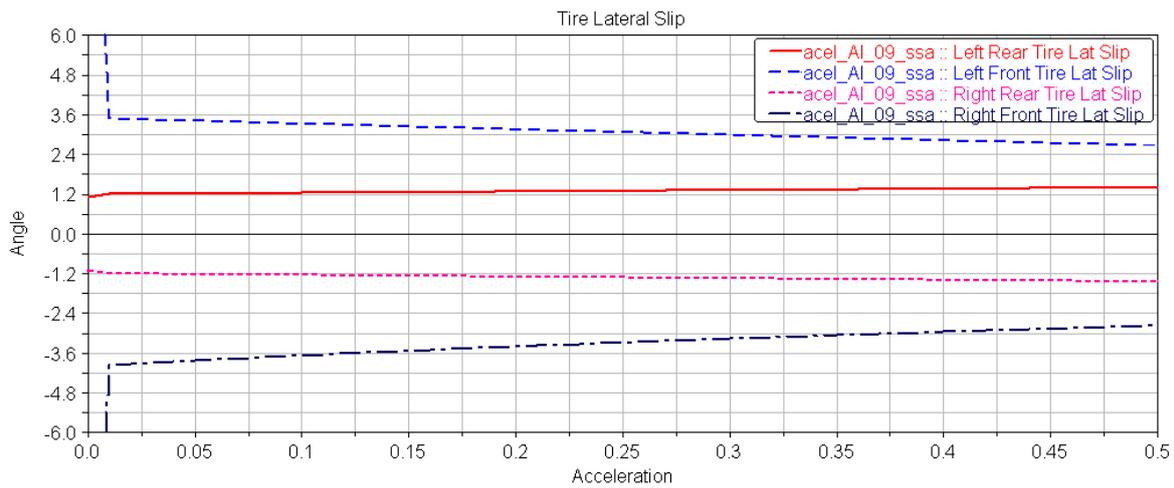


Figura 11. 18 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_09 - Susp-AI

## 11.2 – Aceleração Susp-AD

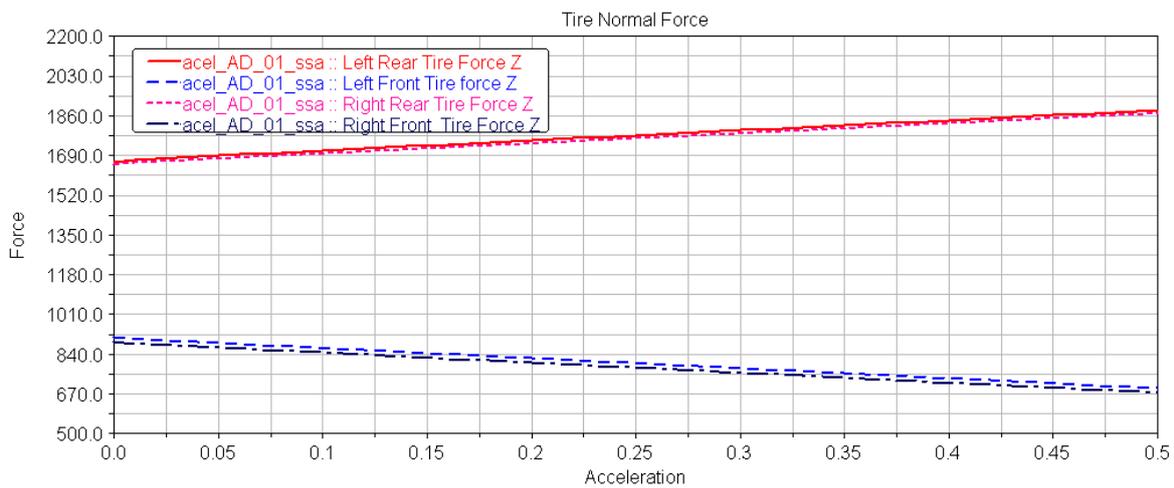


Figura 11. 19 - Força normal da simulação accel\_01 - Susp-AD

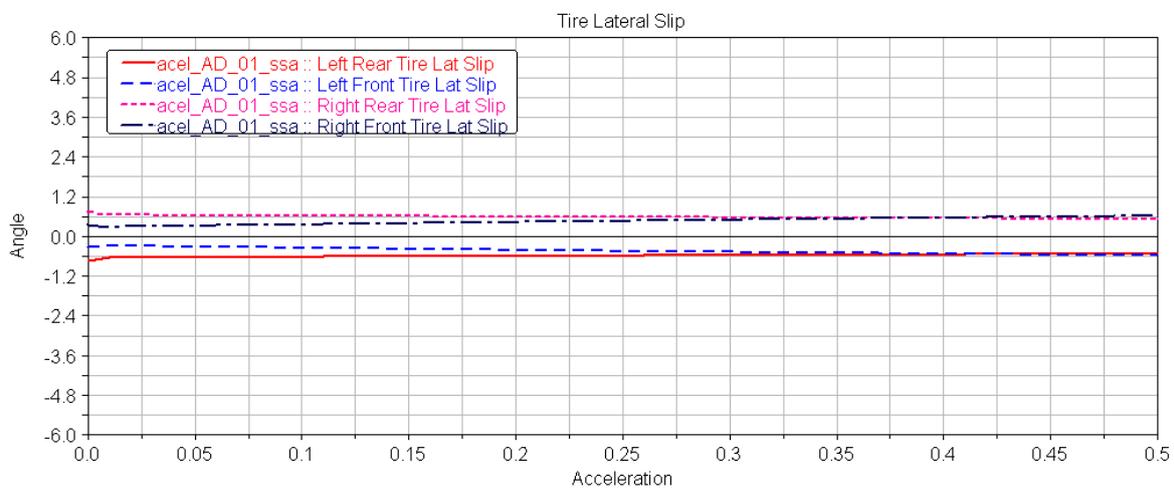
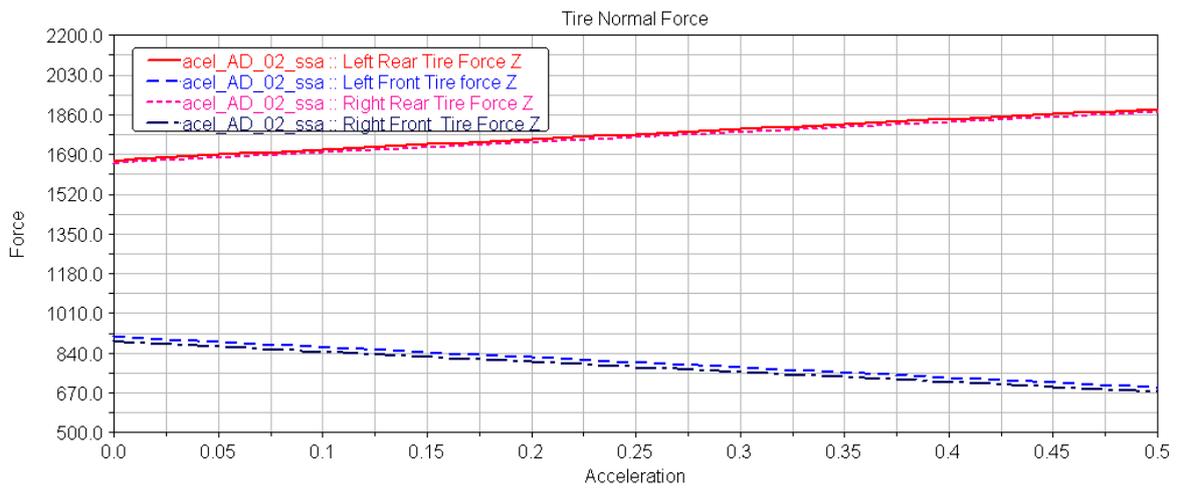
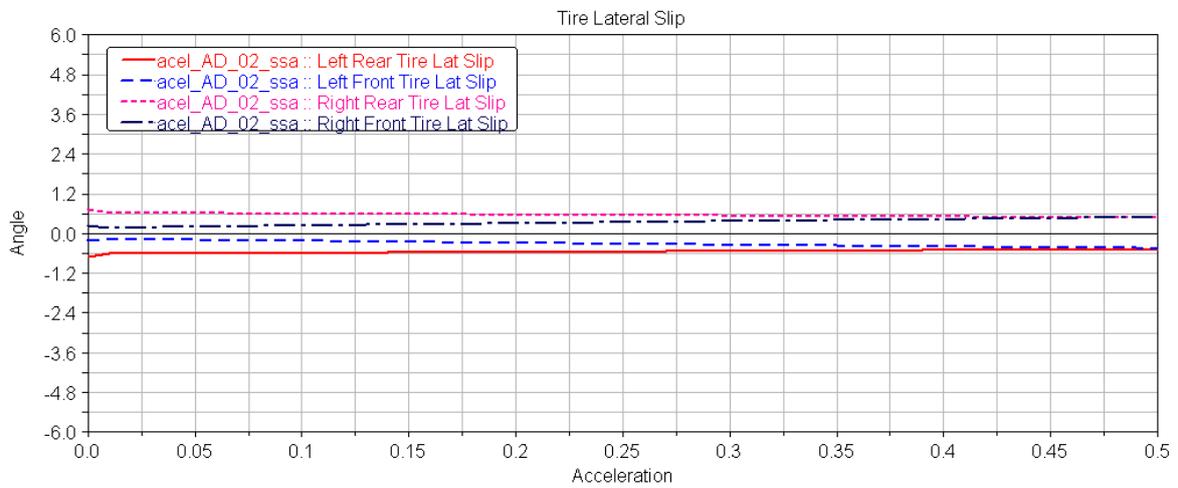


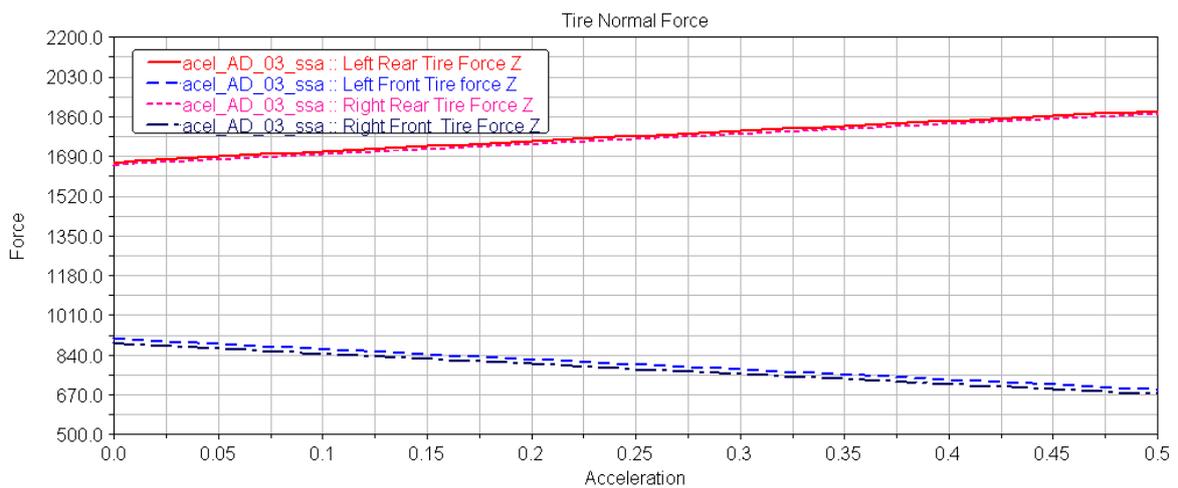
Figura 11. 20 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_01 - Susp-AD



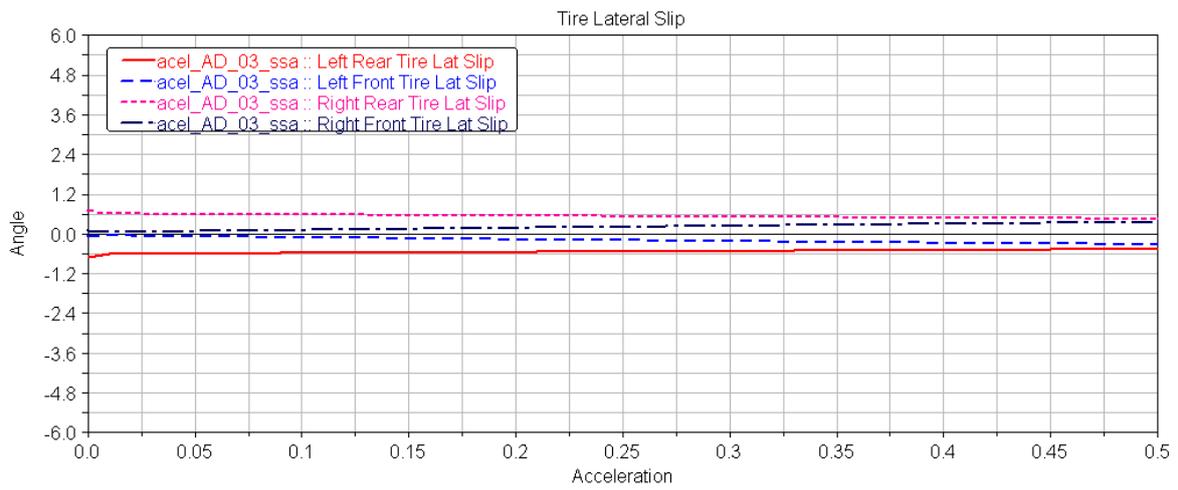
**Figura 11. 21 - Força normal da simulação accel\_02 - Susp-AD**



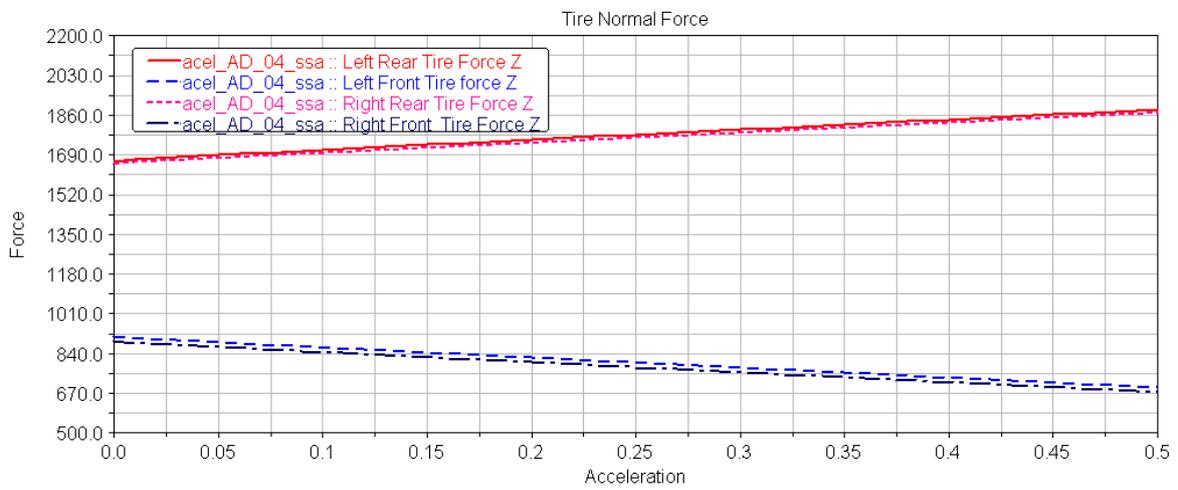
**Figura 11. 22 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_02 - Susp-AD**



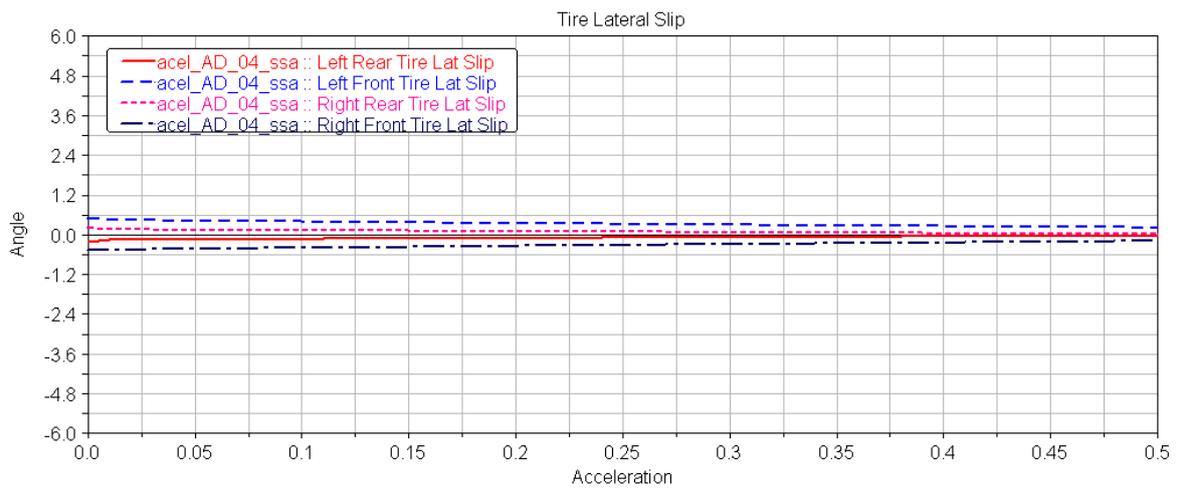
**Figura 11. 23 - Força normal da simulação accel\_03 - Susp-AD**



**Figura 11. 24 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_03 - Susp-AD**



**Figura 11. 25 - Força normal da simulação accel\_04 - Susp-AD**



**Figura 11. 26 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_04 - Susp-AD**

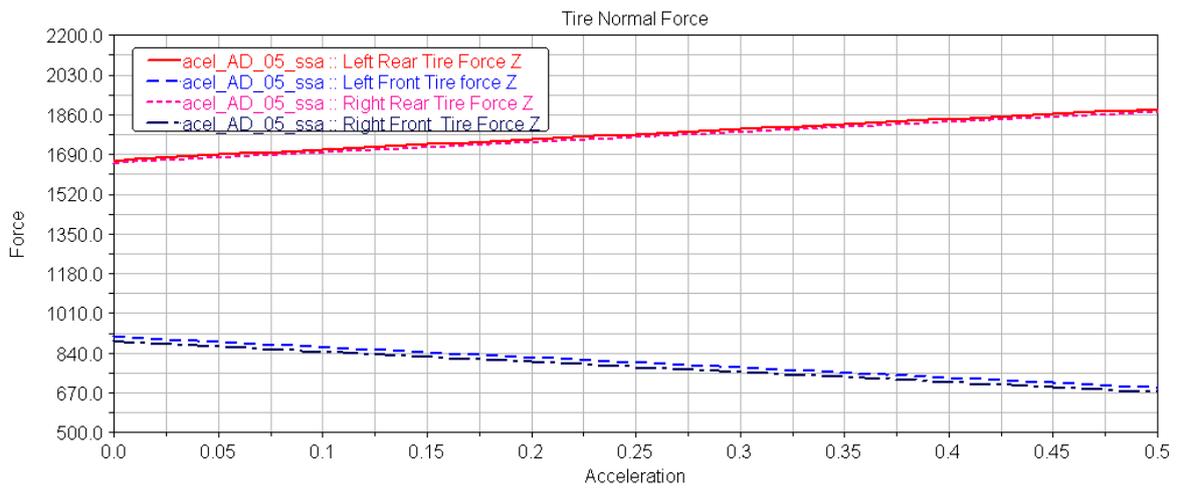


Figura 11. 27 - Força normal da simulação accel\_05 - Susp-AD

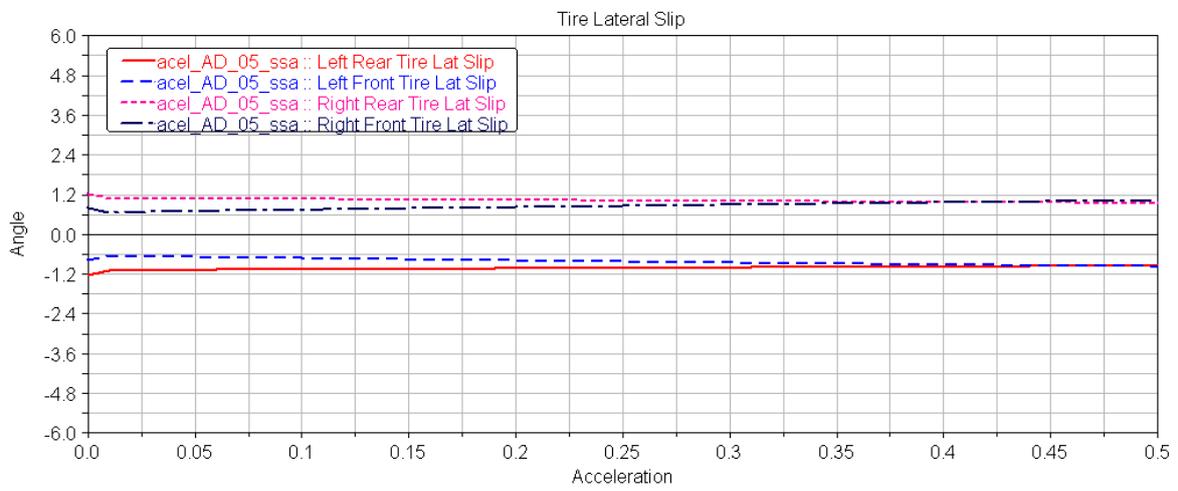


Figura 11. 28 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_05 - Susp-AD

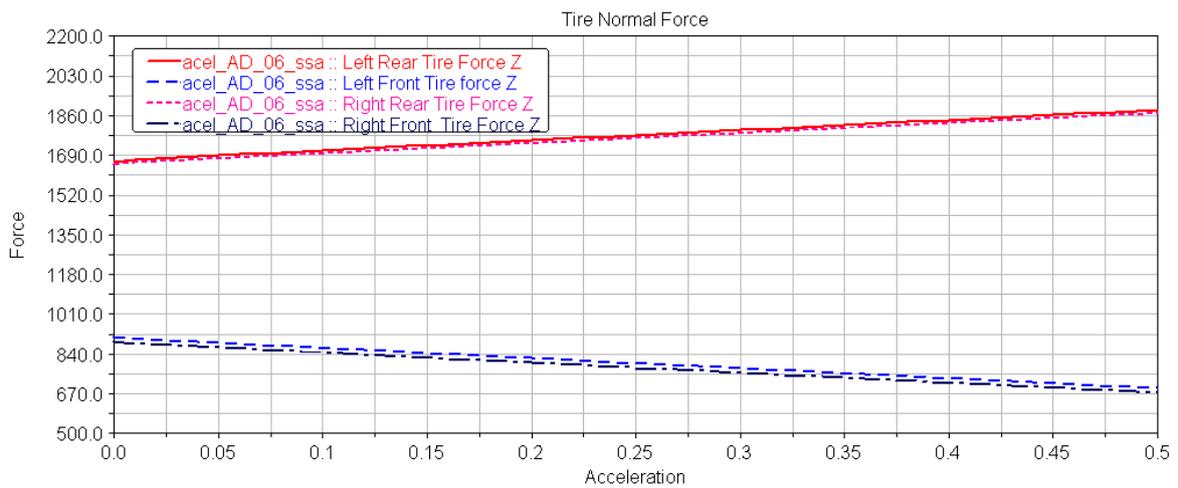
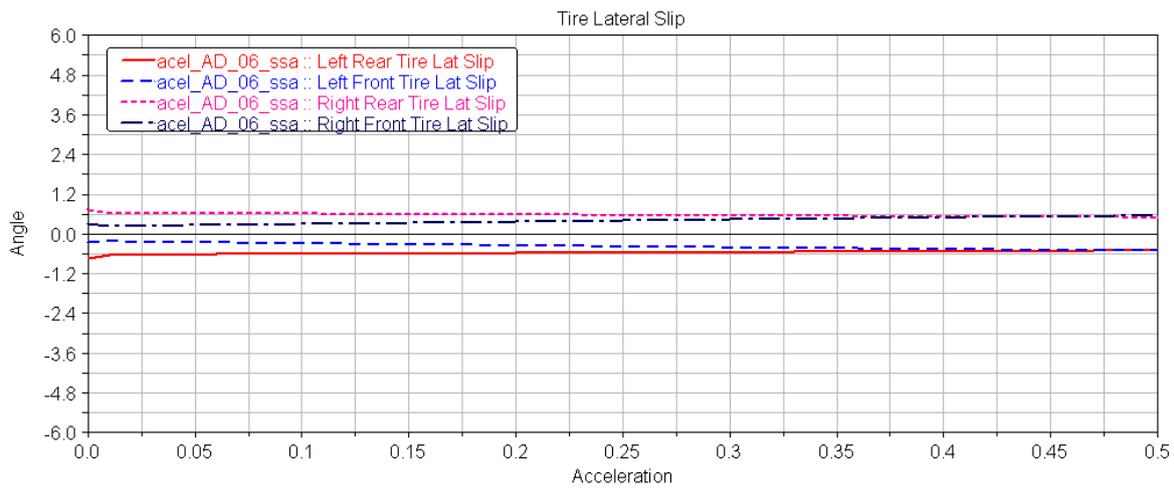
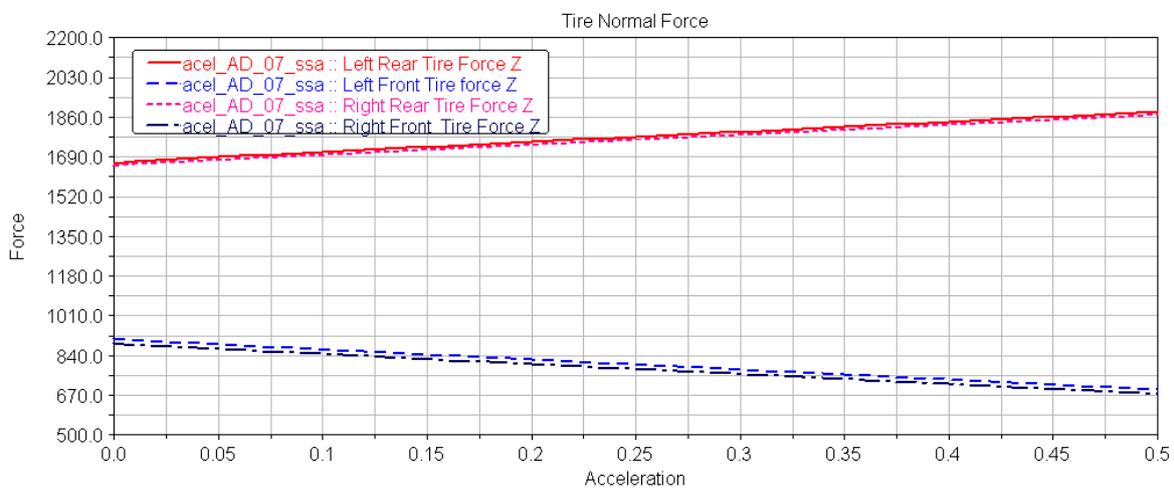


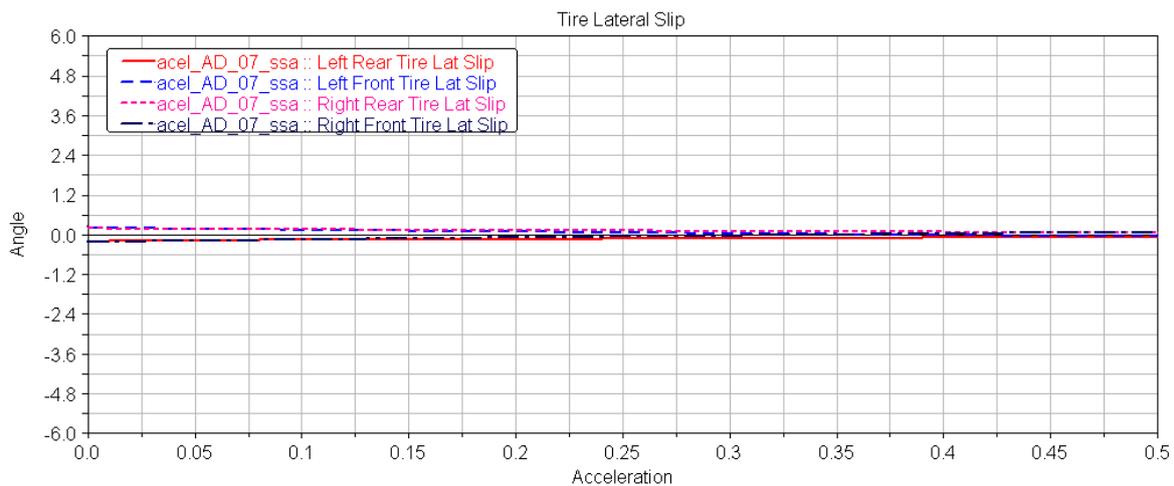
Figura 11. 29 - Força normal da simulação accel\_06 - Susp-AD



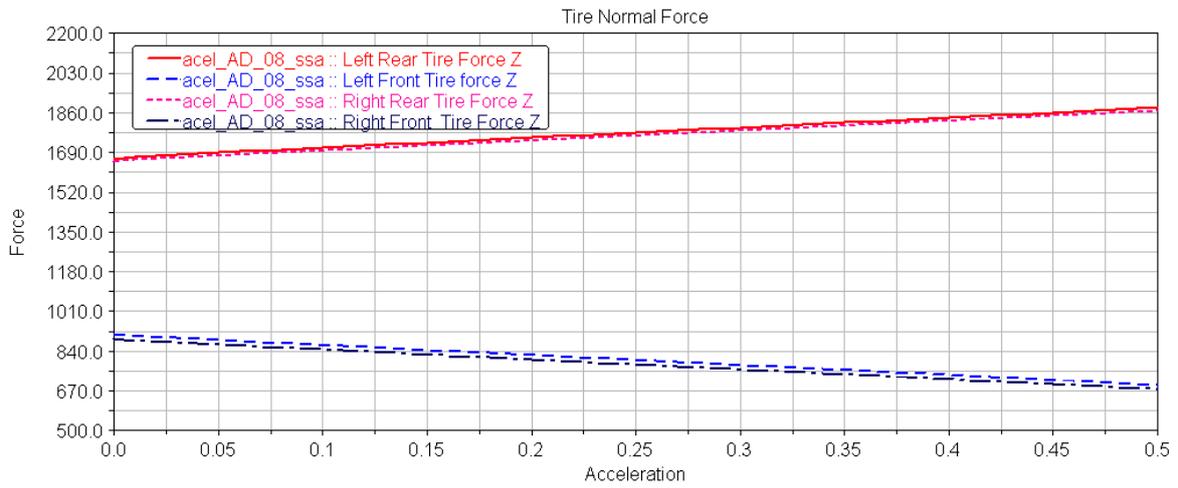
**Figura 11. 30 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_06 - Susp-AD**



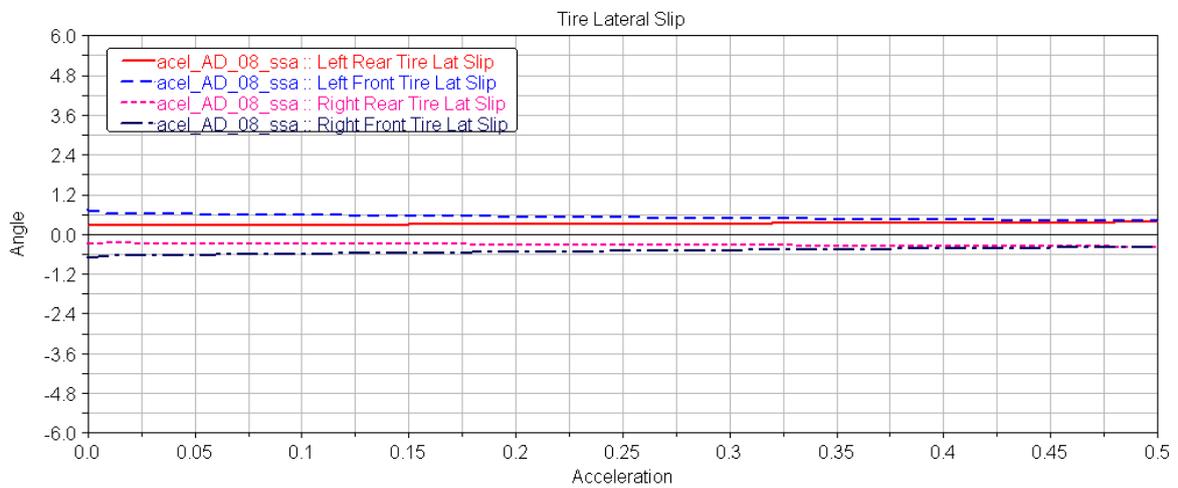
**Figura 11. 31 - Força normal da simulação accel\_06 - Susp-AD**



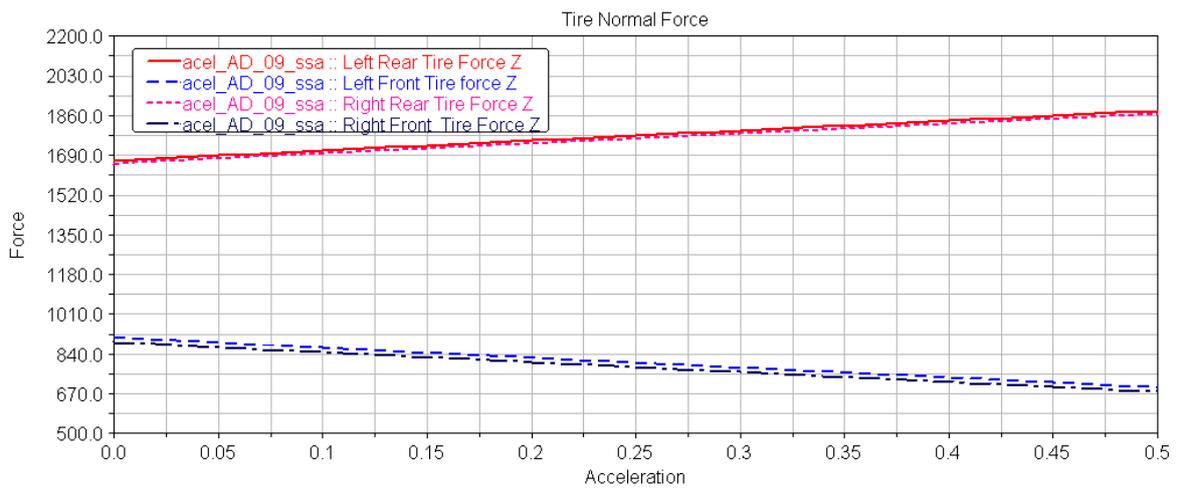
**Figura 11. 32 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_07 - Susp-AD**



**Figura 11. 33 - Força normal da simulação accel\_08 - Susp-AD**



**Figura 11. 34 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_08 - Susp-AD**



**Figura 11. 35 - Força normal da simulação accel\_09 - Susp-AD**

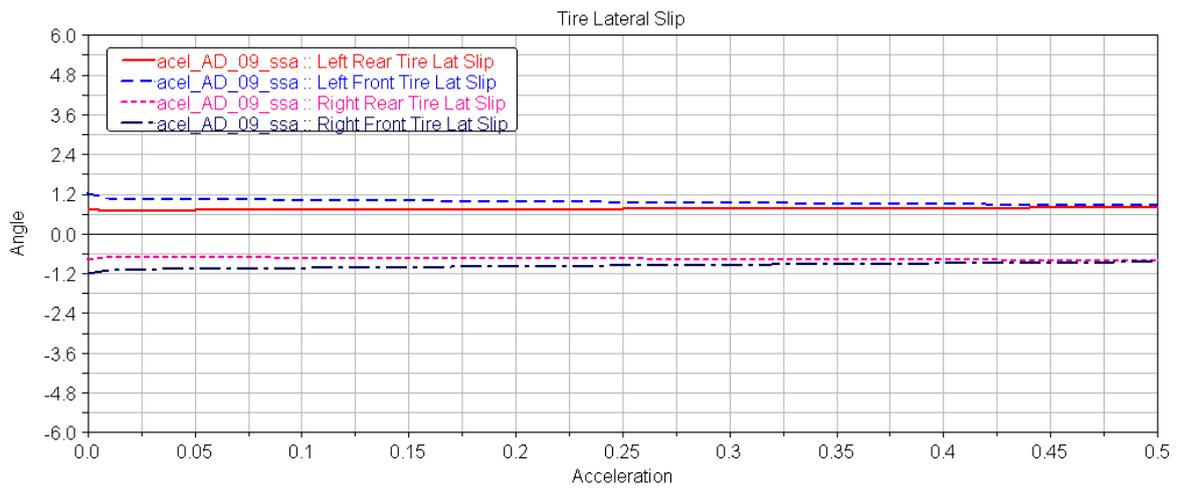


Figura 11. 36 - Escorregamento lateral (slip) da simulação accel\_09 - Susp-AD

### 11.3 – Skid-pad Susp-AI

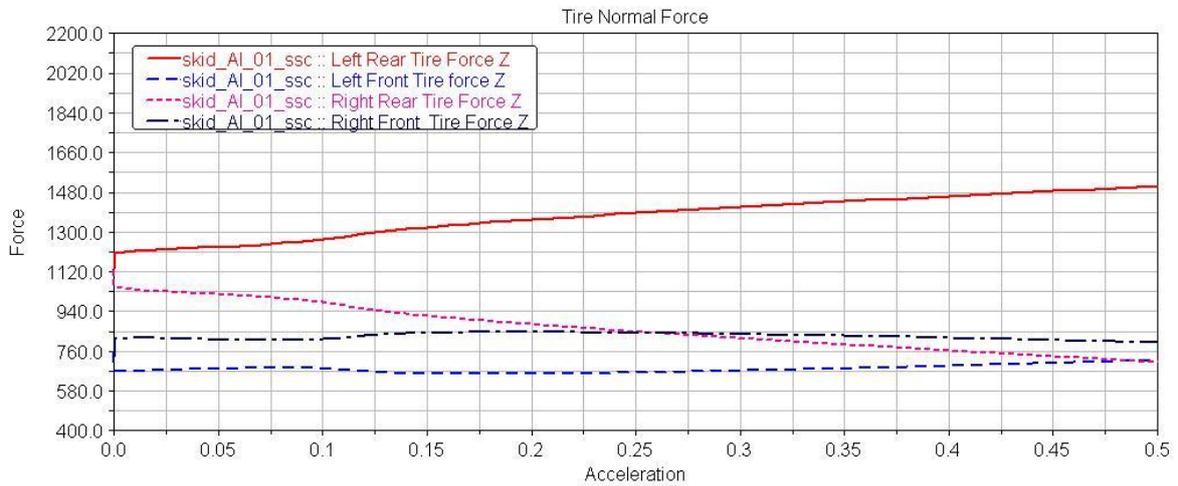


Figura 11. 37 - Força normal da simulação skid\_01 - Susp-AI

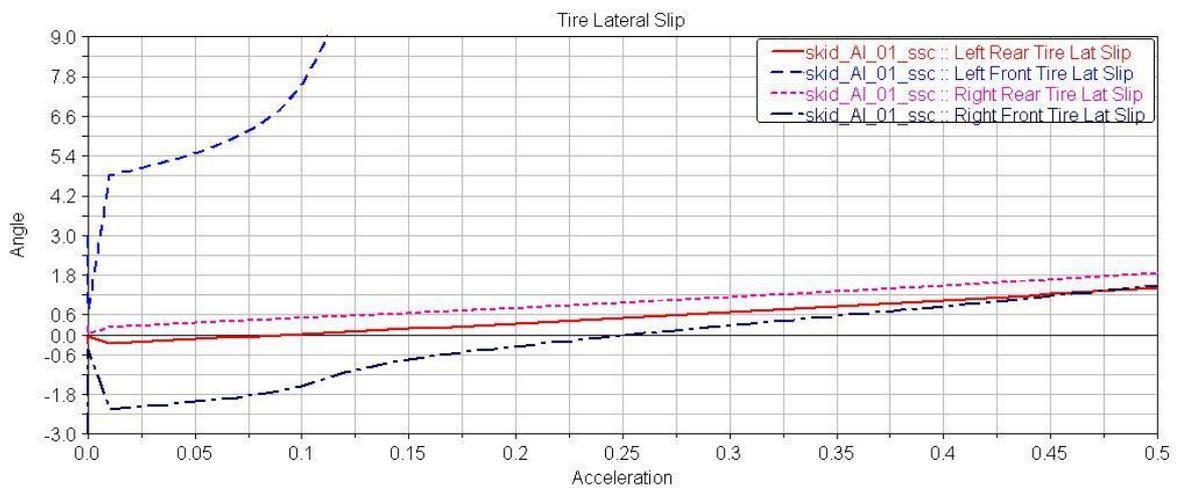
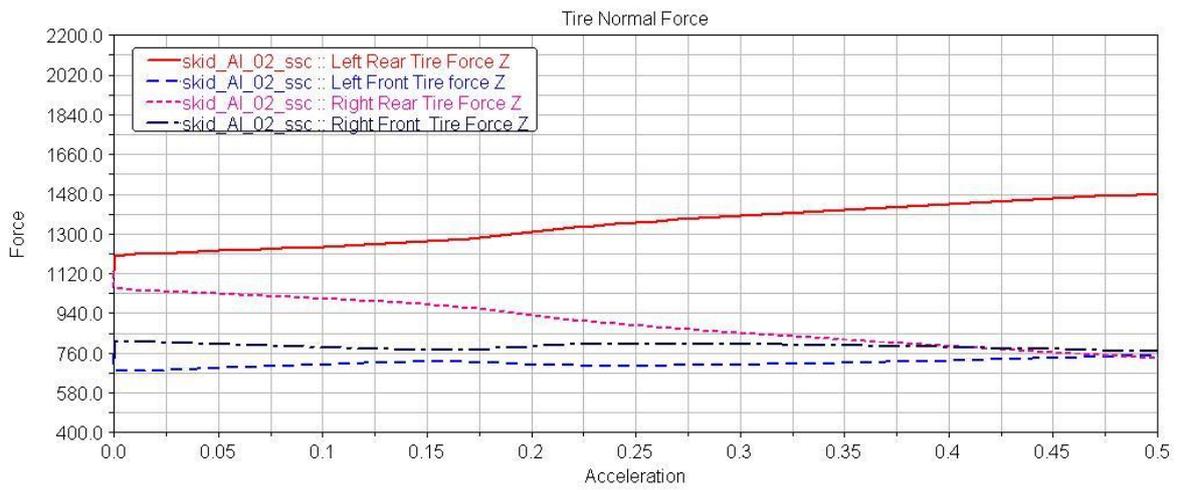
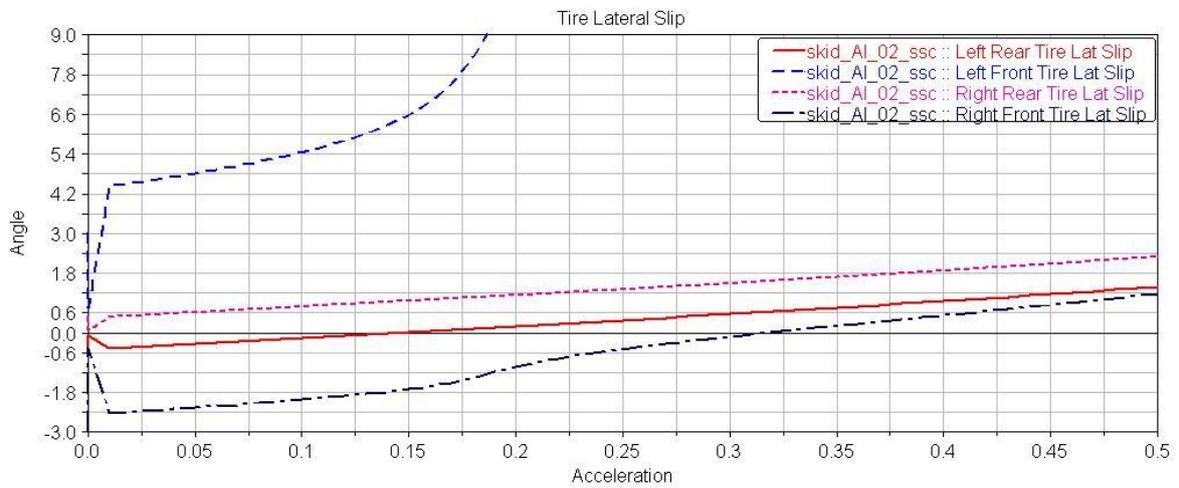


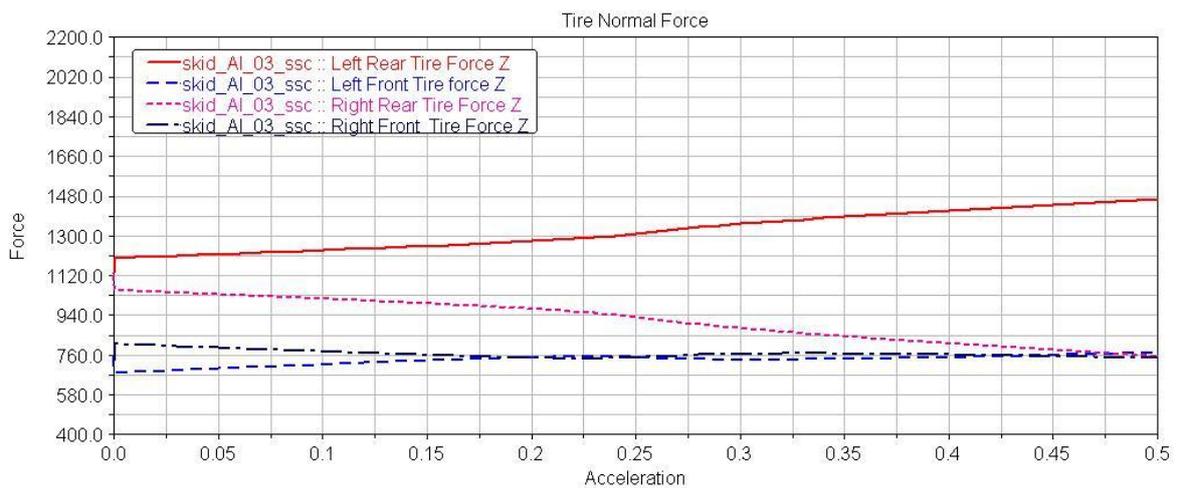
Figura 11. 38 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_01 - Susp-AI



**Figura 11. 39 - Força normal da simulação skid\_02 - Susp-AI**



**Figura 11. 40 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_02 - Susp-AI**



**Figura 11. 41 - Força normal da simulação skid\_03 - Susp-AI**

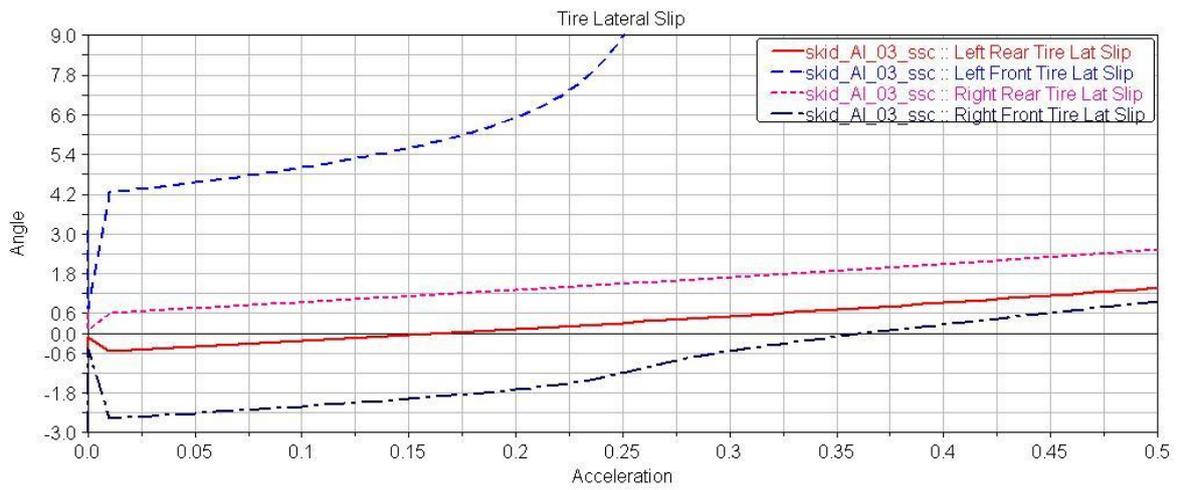


Figura 11.42 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_03 - Susp-AI

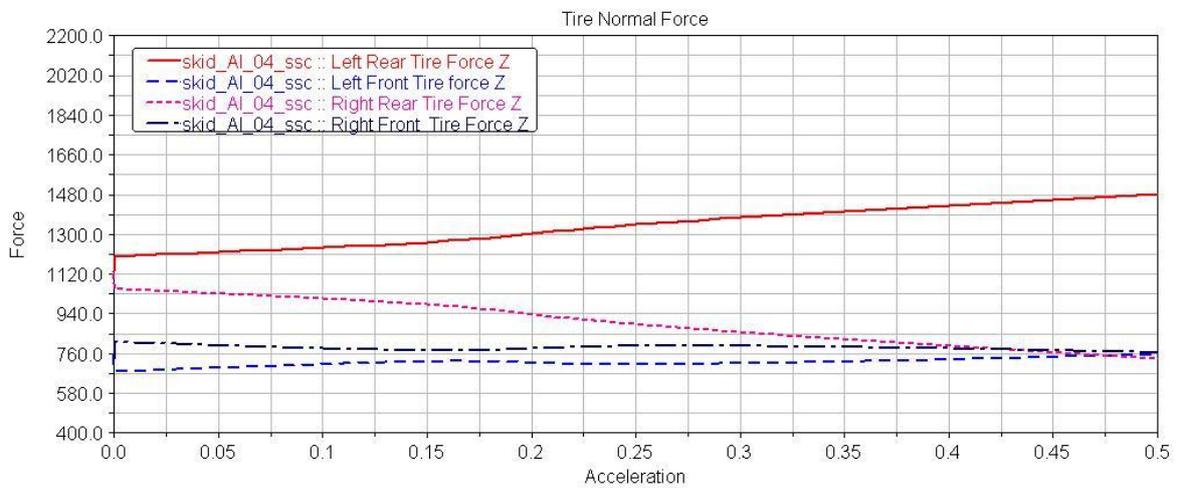


Figura 11.43 - Força normal da simulação skid\_04 - Susp-AI

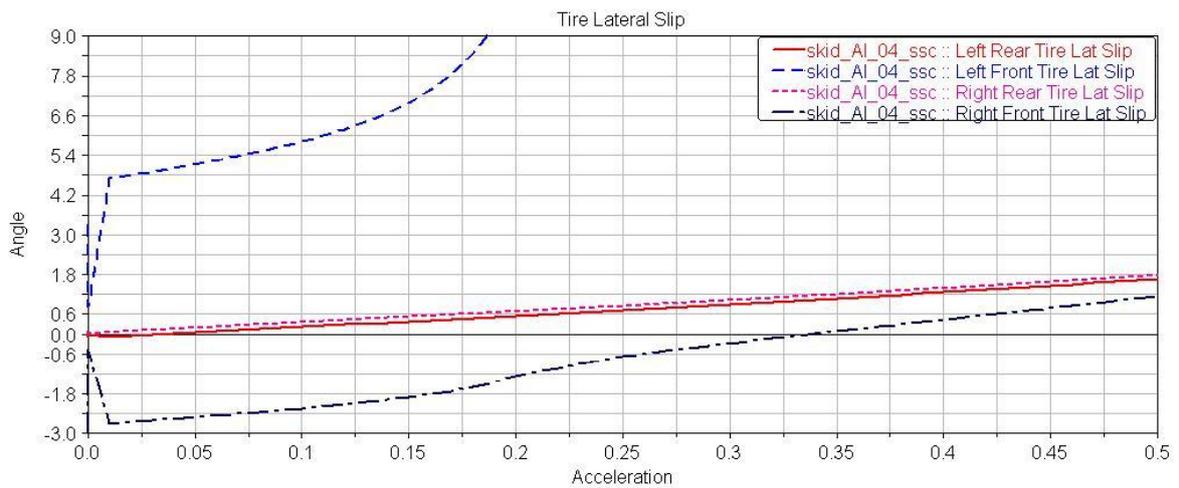
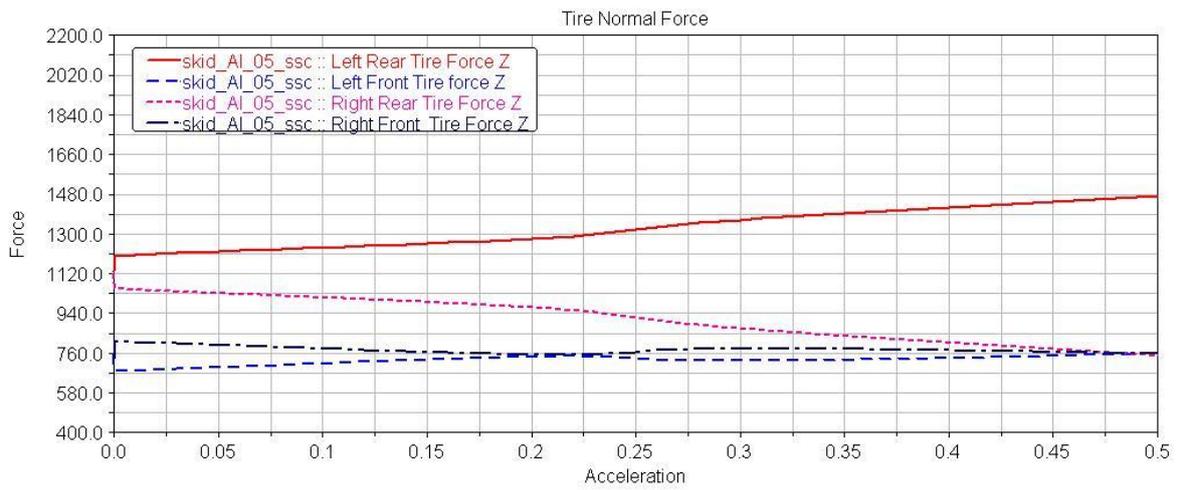
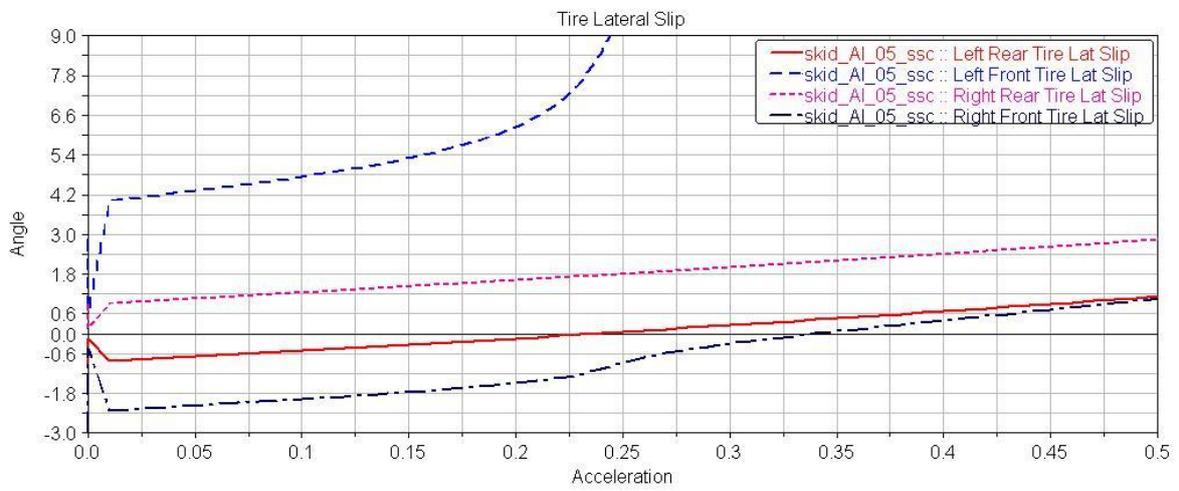


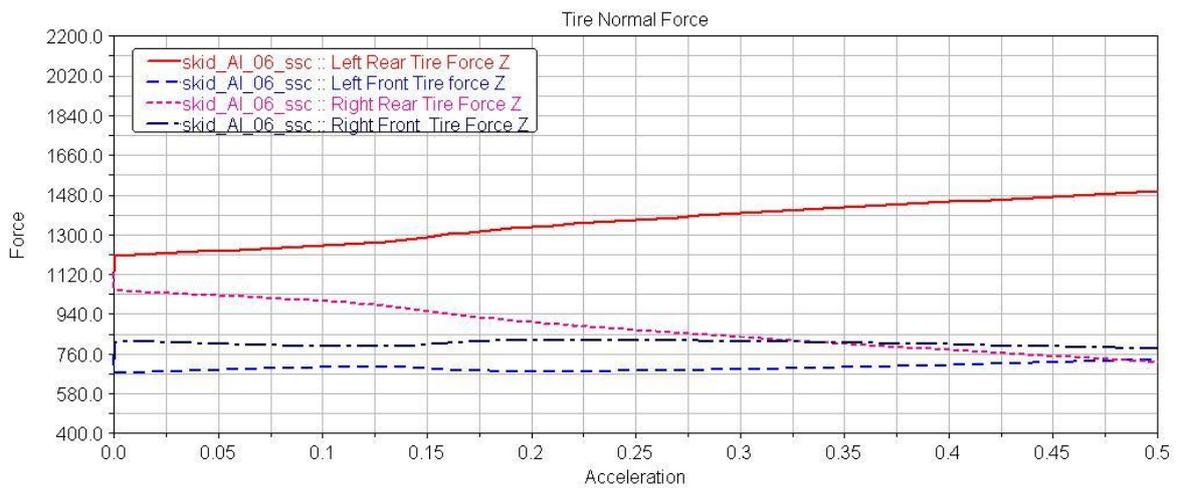
Figura 11.44 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_04 - Susp-AI



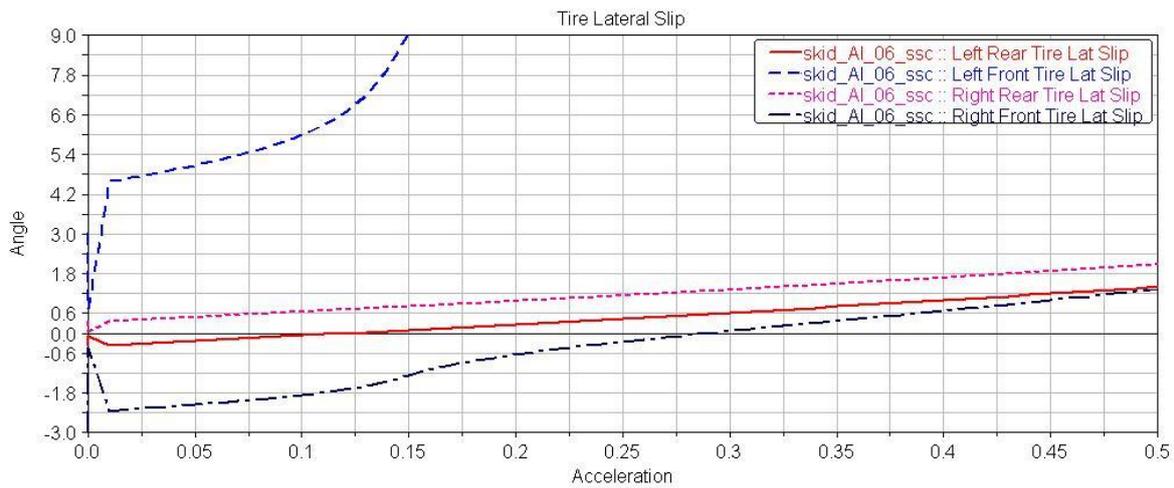
**Figura 11. 45 - Força normal da simulação skid\_05 - Susp-AI**



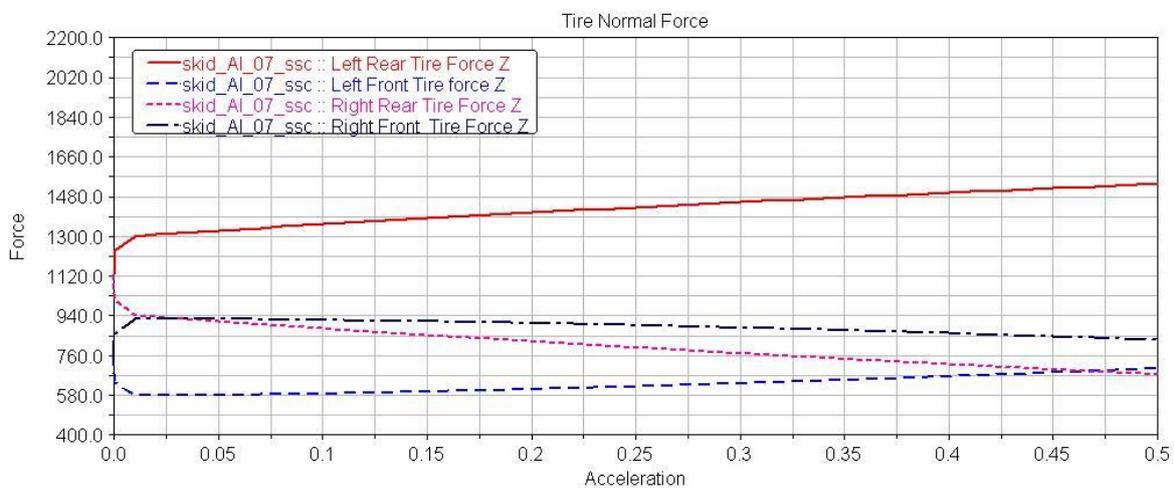
**Figura 11. 46 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_05 - Susp-AI**



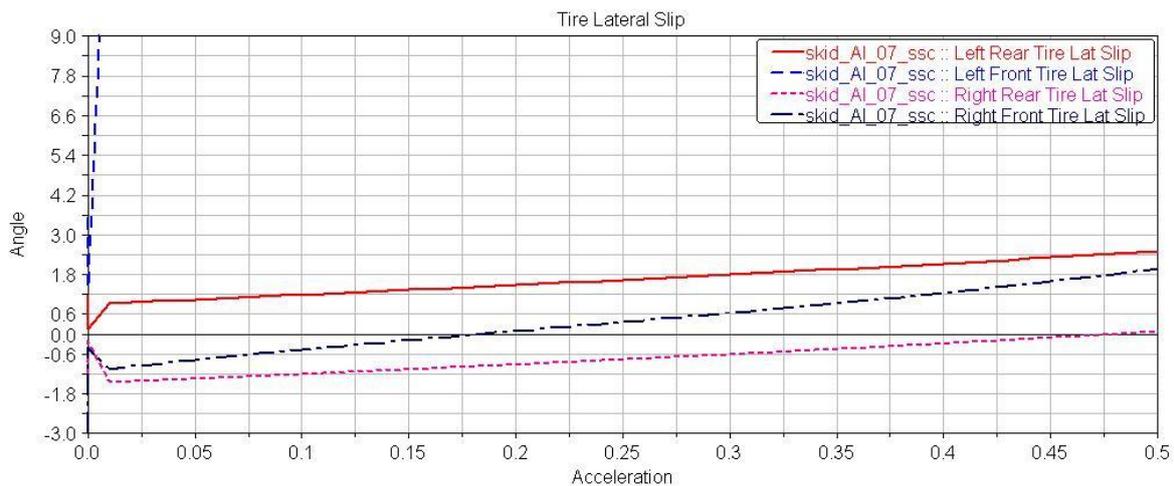
**Figura 11. 47 - Força normal da simulação skid\_06 - Susp-AI**



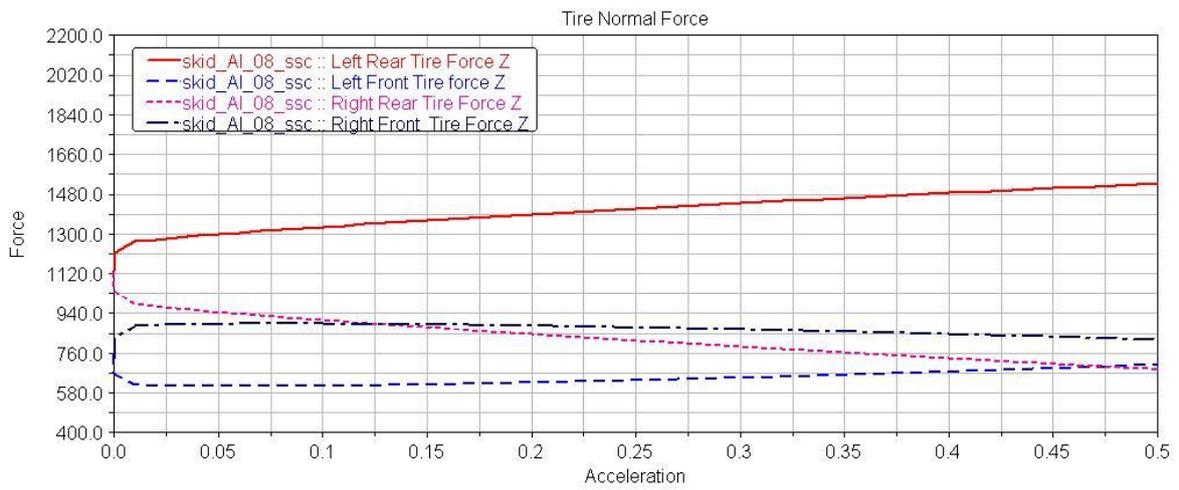
**Figura 11. 48 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_06 - Susp-AI**



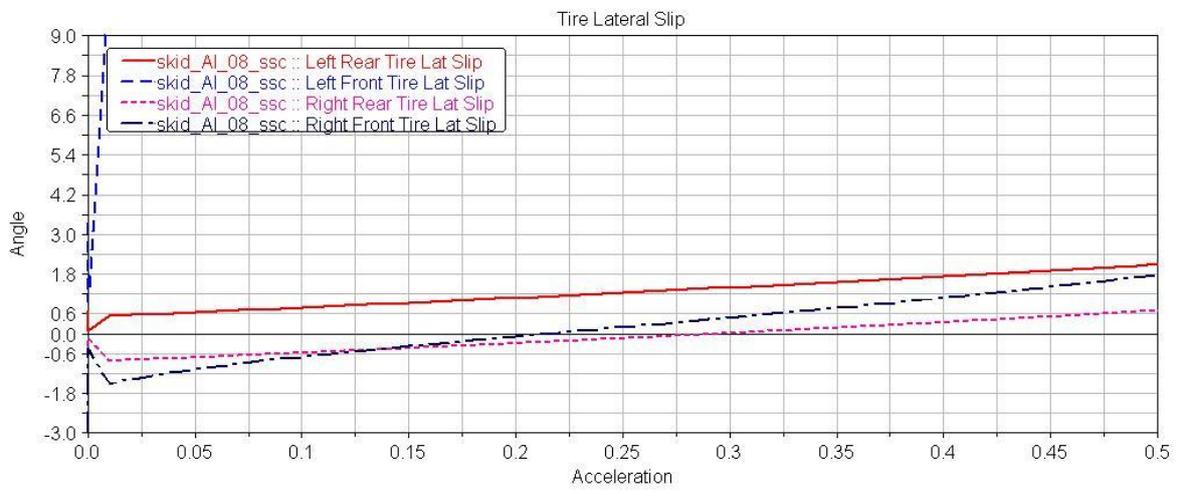
**Figura 11. 49 - Força normal da simulação skid\_07 - Susp-AI**



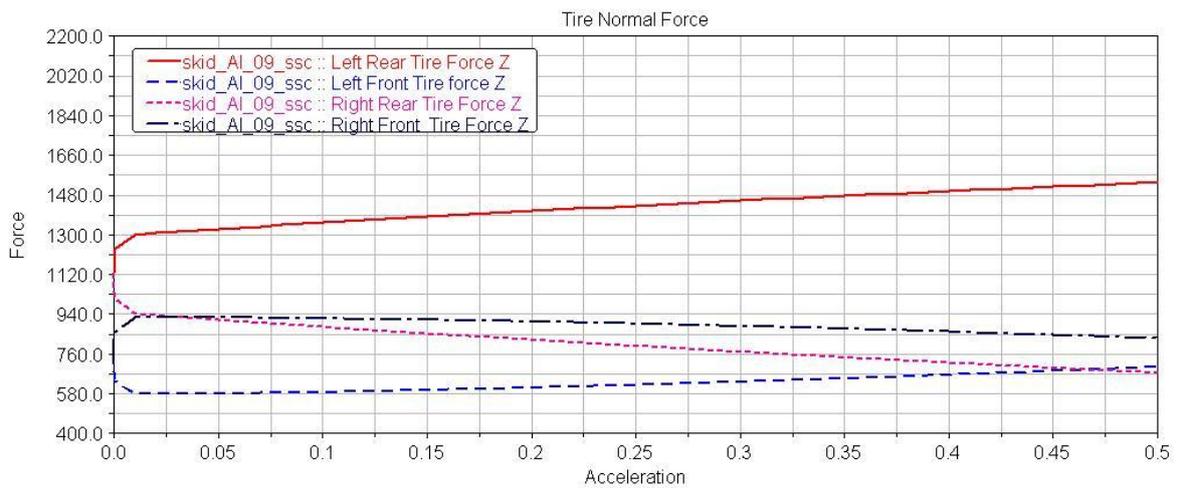
**Figura 11. 50 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_07 - Susp-AI**



**Figura 11. 51 - Força normal da simulação skid\_08 - Susp-AI**



**Figura 11. 52 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_08 - Susp-AI**



**Figura 11. 53 - Força normal da simulação skid\_09 - Susp-AI**

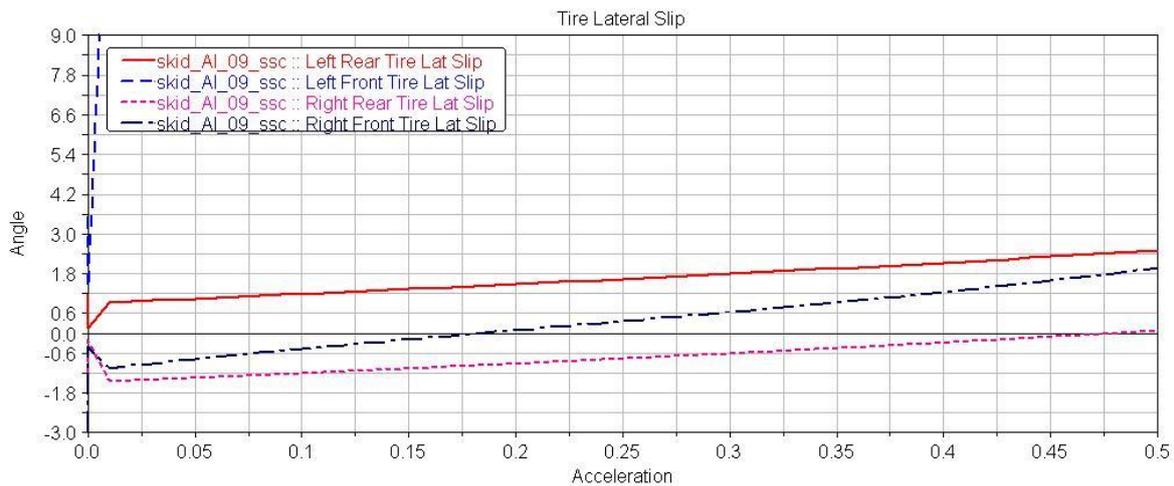


Figura 11. 54 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_09 - Susp-AI

### 11.4 – Skid-pad Susp-AD

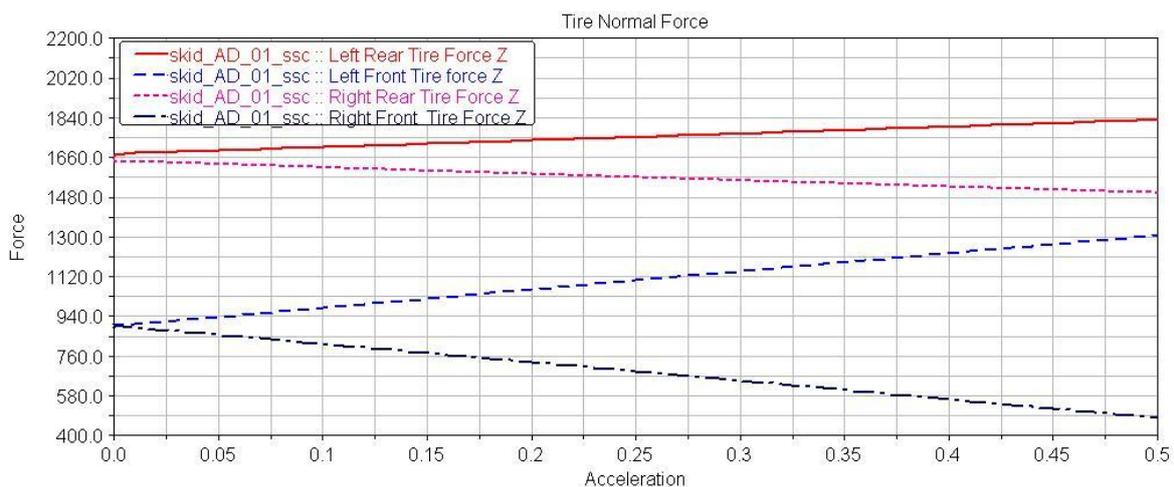


Figura 11. 55 - Força normal da simulação skid\_01 - Susp-AD

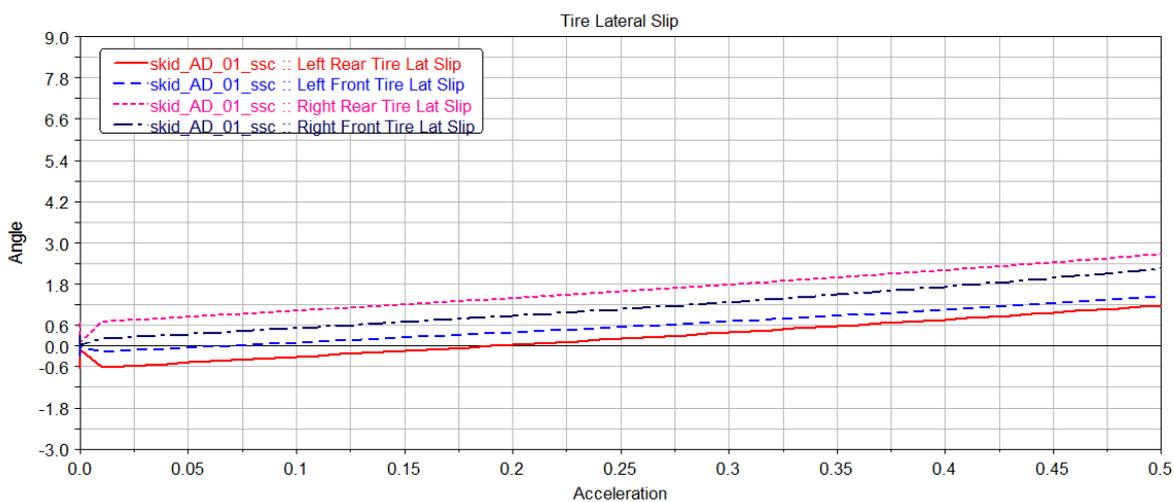


Figura 11. 56 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_01 - Susp-AD

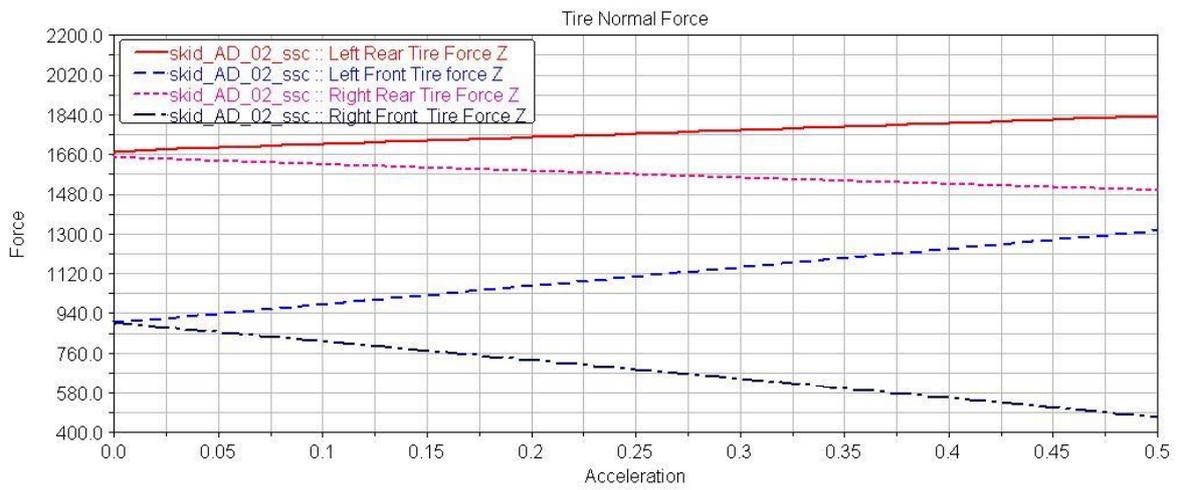


Figura 11. 57 - Força normal da simulação skid\_02 - Susp-AD

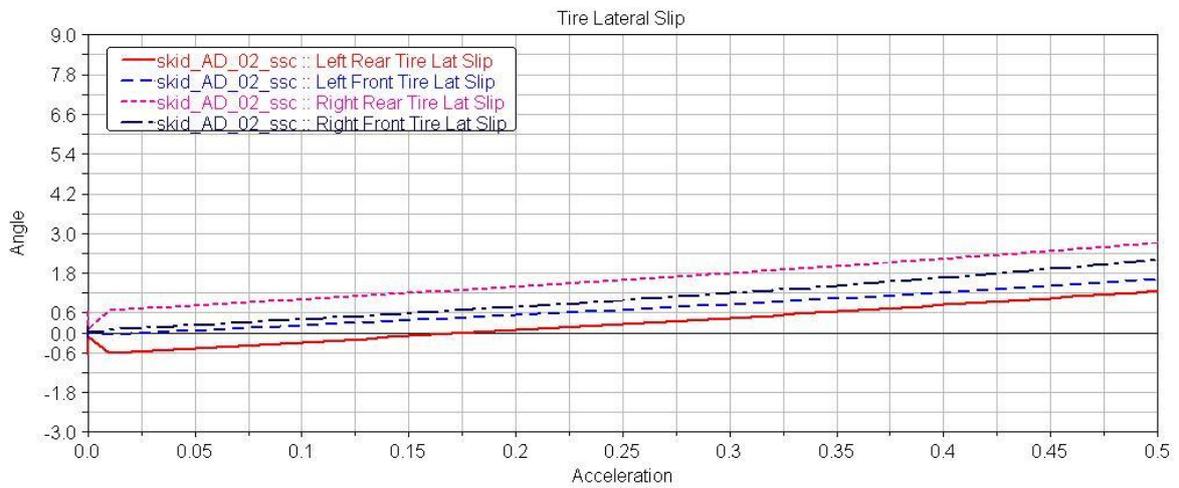


Figura 11. 58 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_02 - Susp-AD

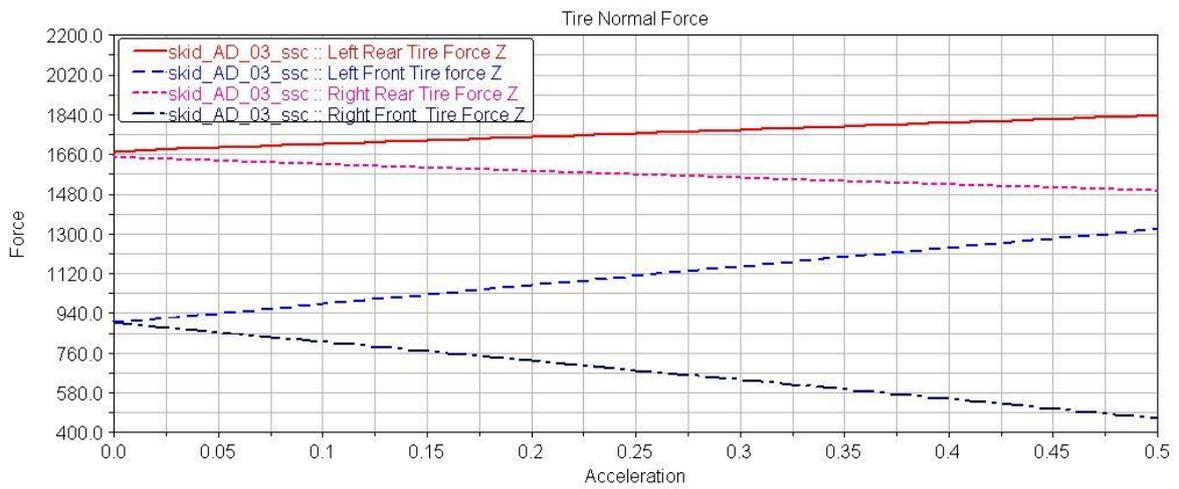
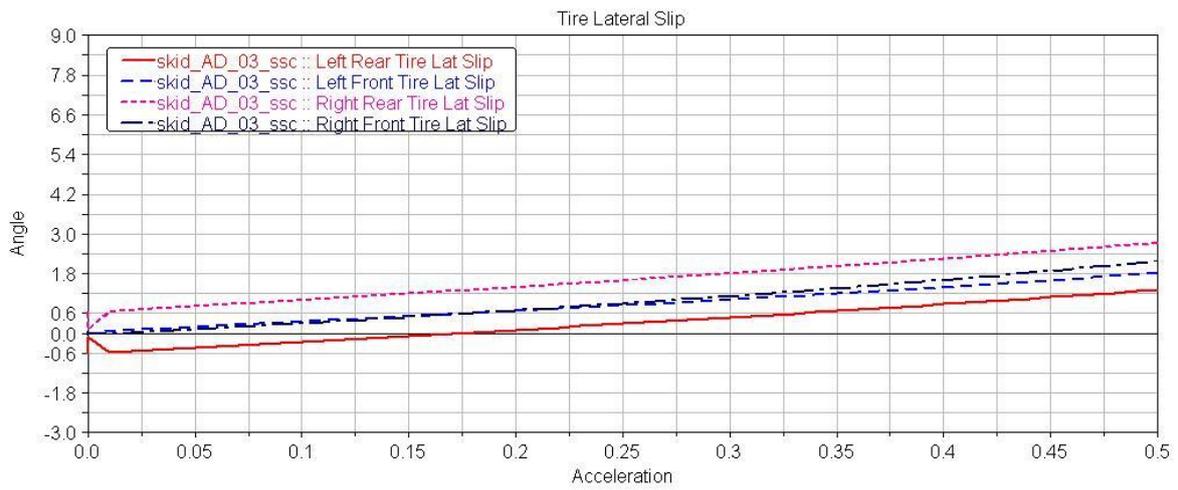
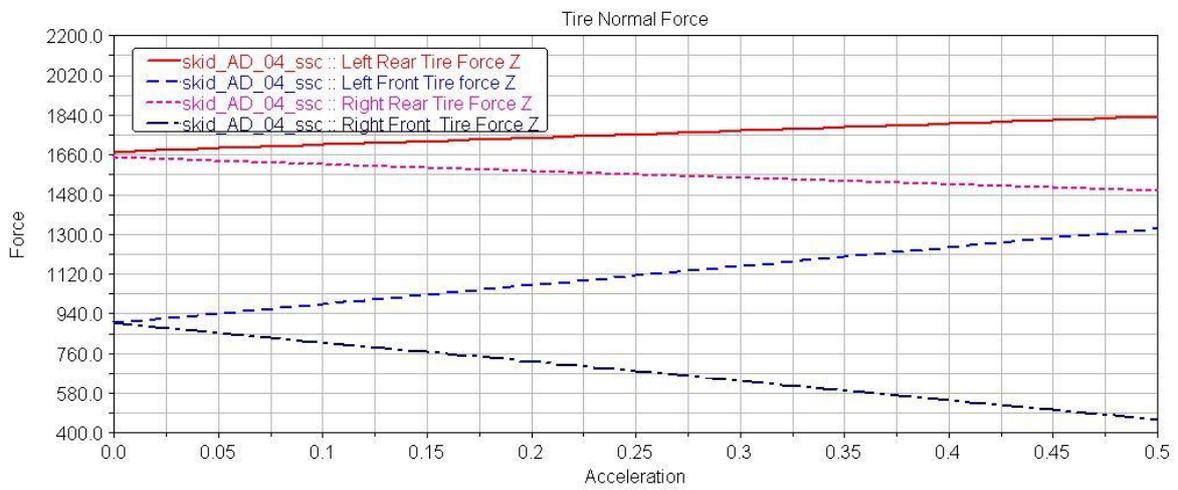


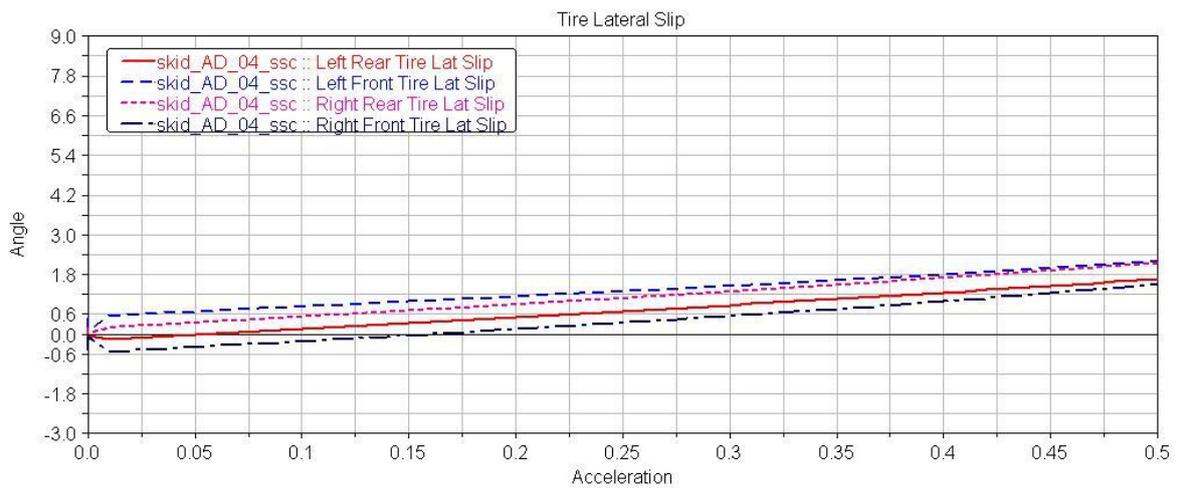
Figura 11. 59 - Força normal da simulação skid\_03 - Susp-AD



**Figura 11. 60 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_03 - Susp-AD**



**Figura 11. 61 - Força normal da simulação skid\_04 - Susp-AD**



**Figura 11. 62 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_04 - Susp-AD**

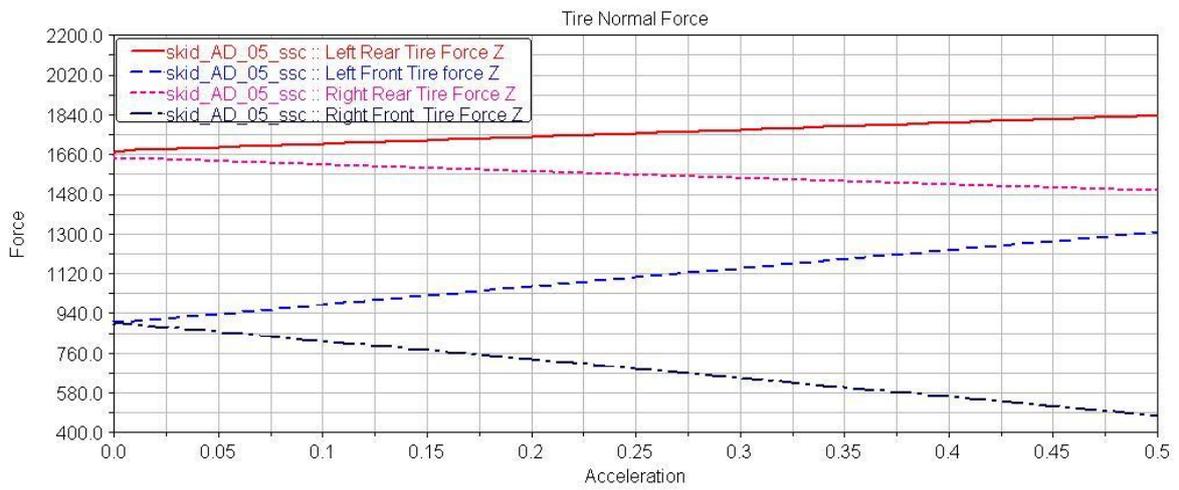


Figura 11. 63 - Força normal da simulação skid\_05 - Susp-AD

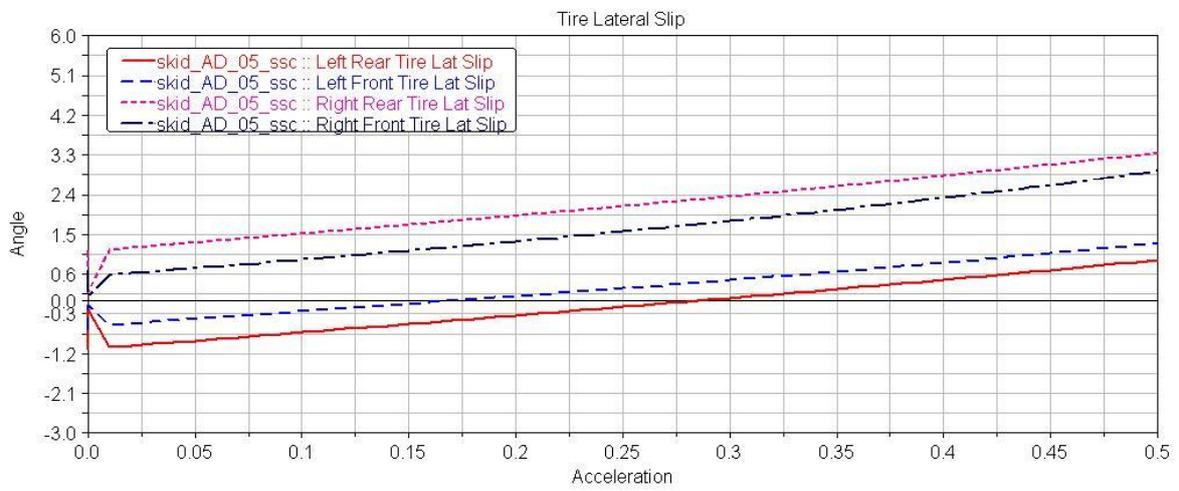


Figura 11. 64 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_05 - Susp-AD

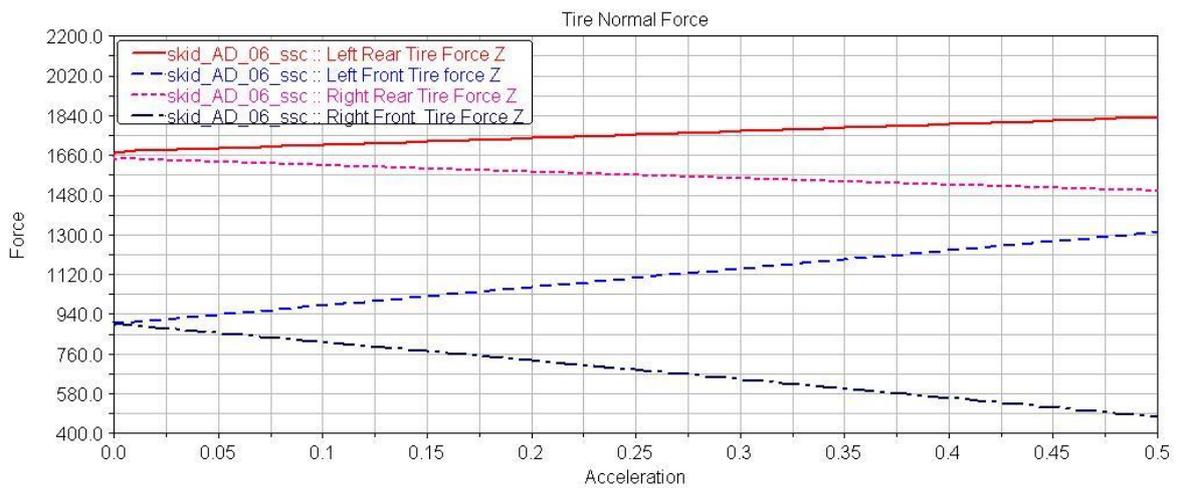
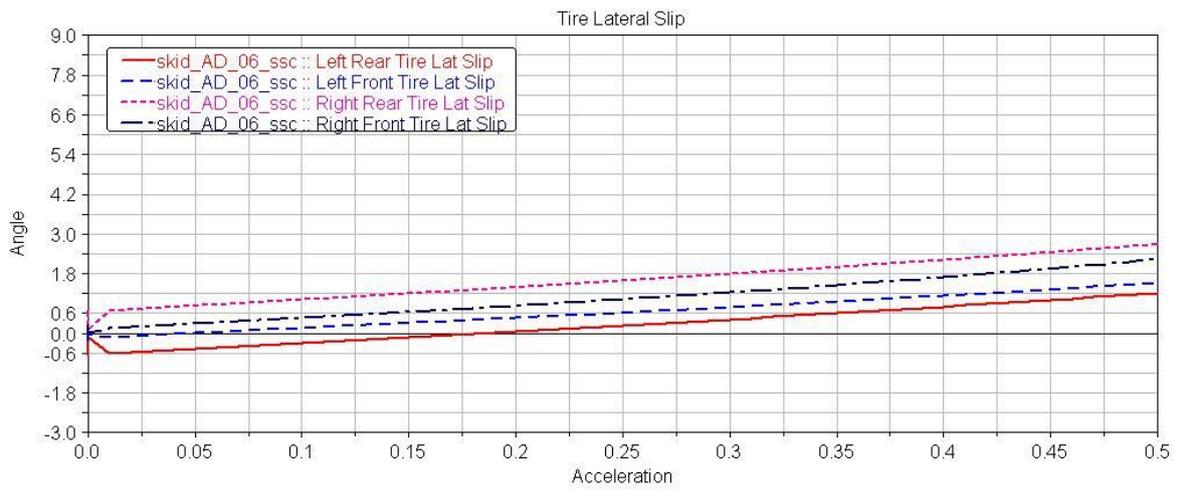
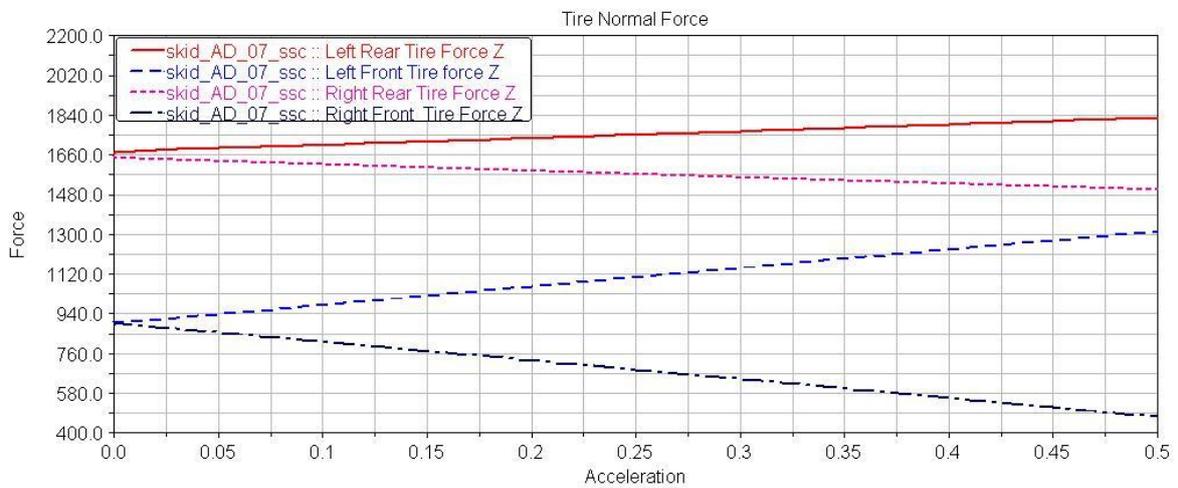


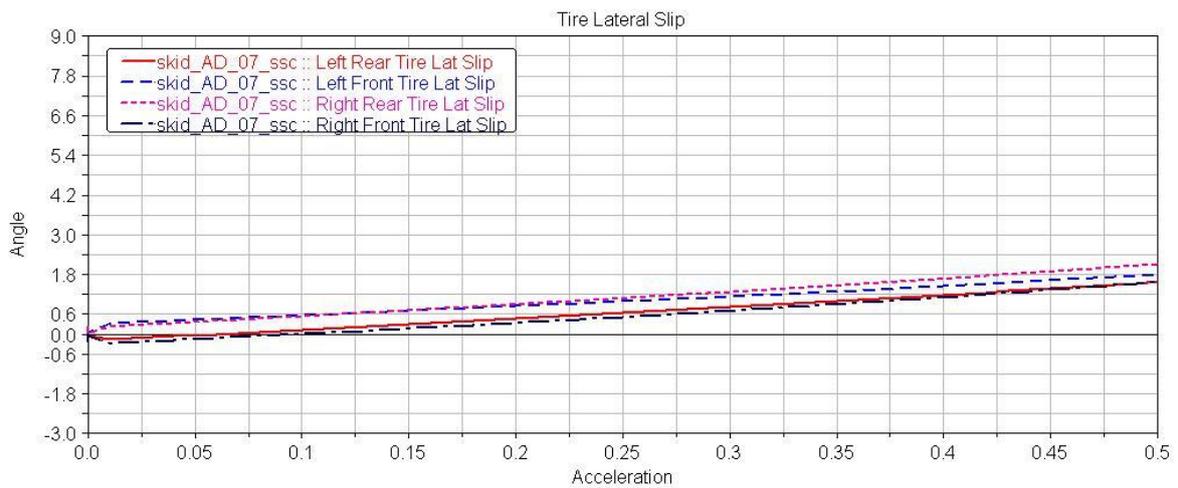
Figura 11. 65 - Força normal da simulação skid\_06 - Susp-AD



**Figura 11. 66 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_06 - Susp-AD**



**Figura 11. 67 - Força normal da simulação skid\_07 - Susp-AD**



**Figura 11. 68 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_07 - Susp-AD**

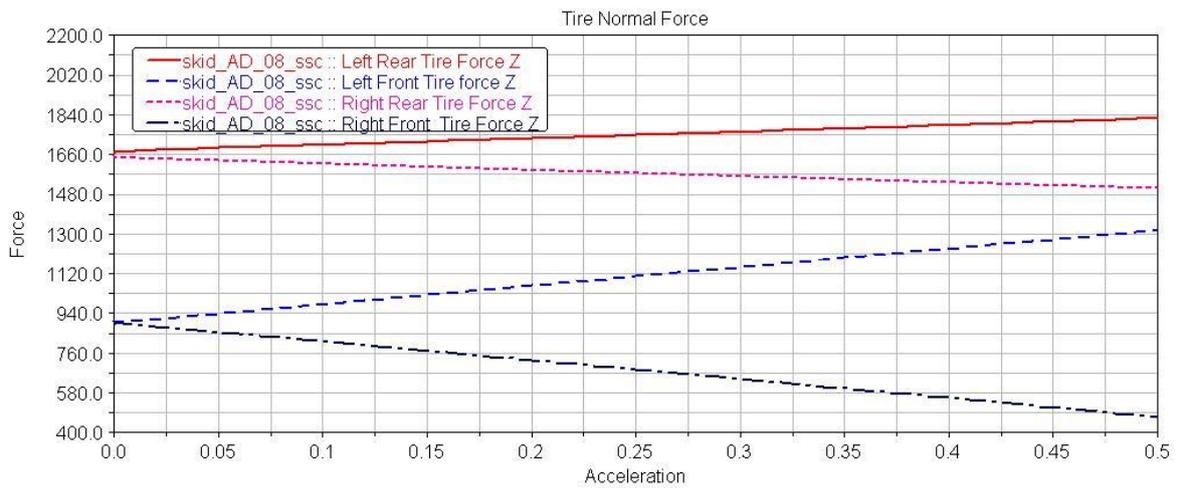


Figura 11. 69 - Força normal da simulação skid\_08 - Susp-AD

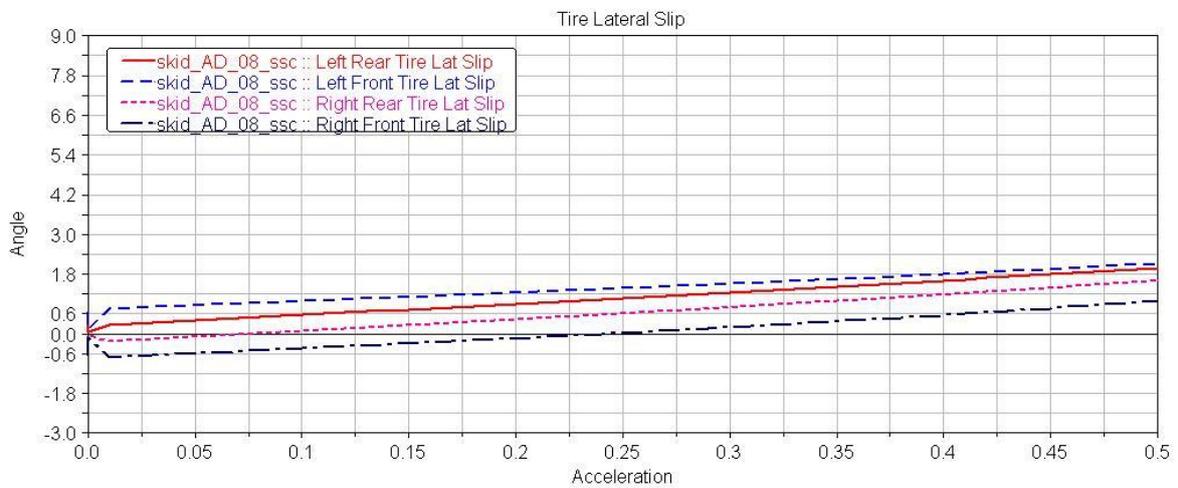


Figura 11. 70 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_08 - Susp-AD

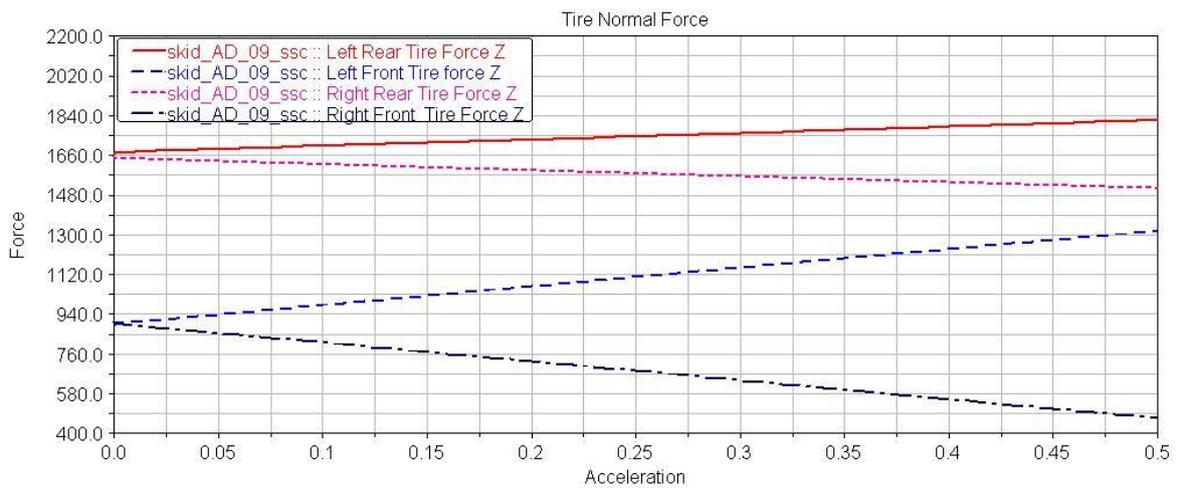


Figura 11. 71 - Força normal da simulação skid\_09 - Susp-AD

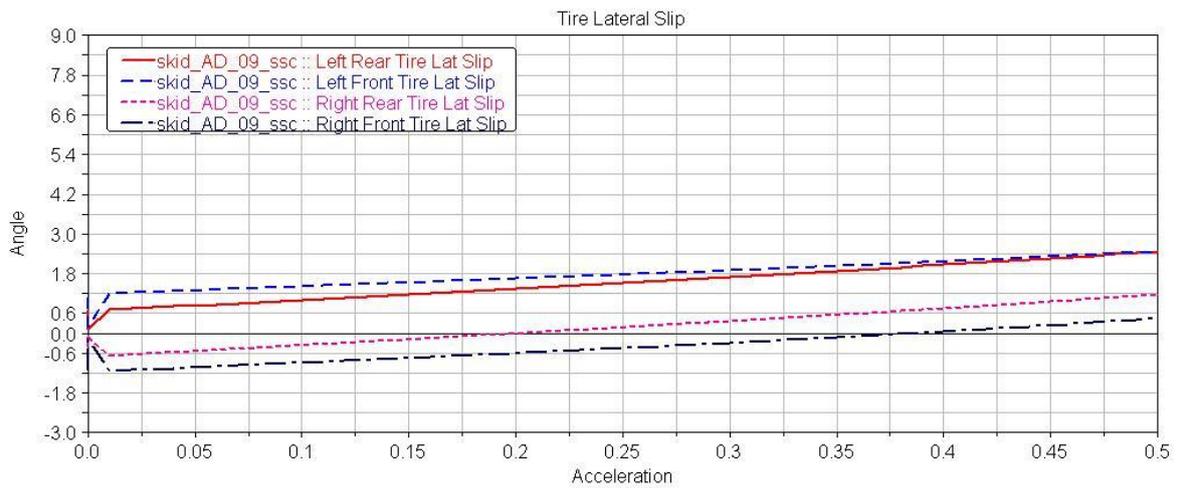


Figura 11. 72 - Escorregamento lateral (slip) da simulação skid\_09 - Susp-AD

### 11.4 – Frenagem Susp-AI

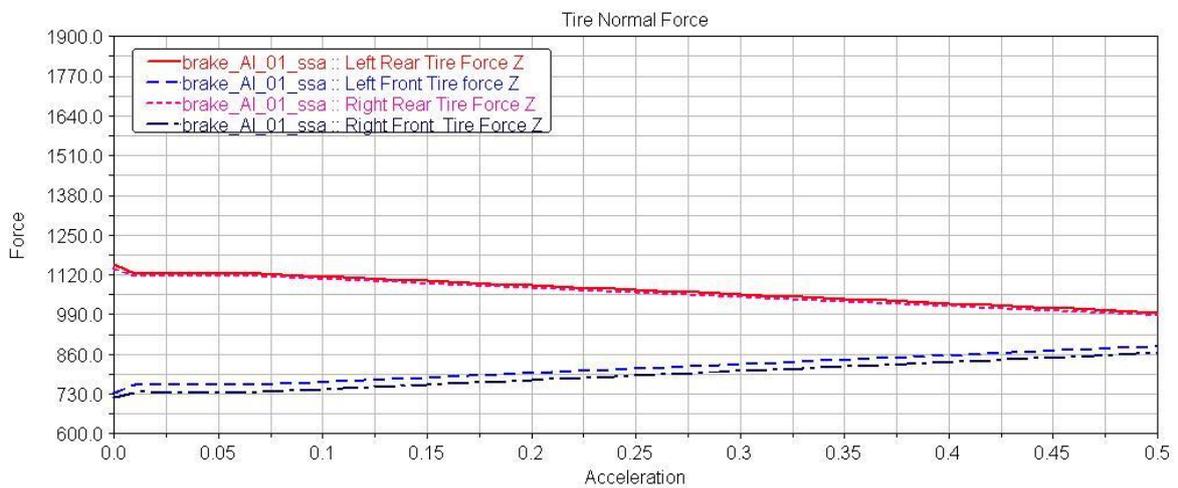


Figura 11. 73 - Força normal da simulação brake\_01 - Susp-AI

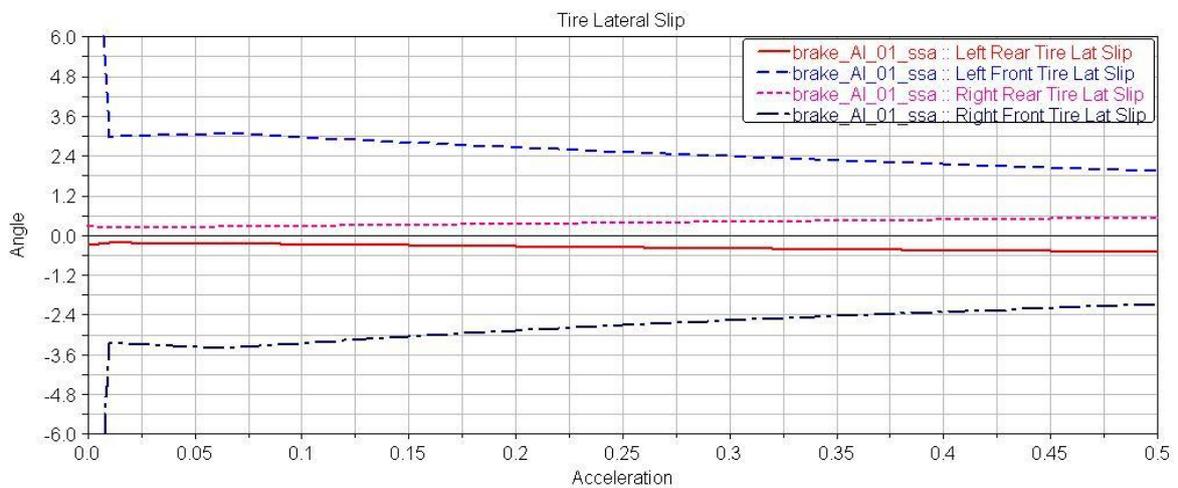
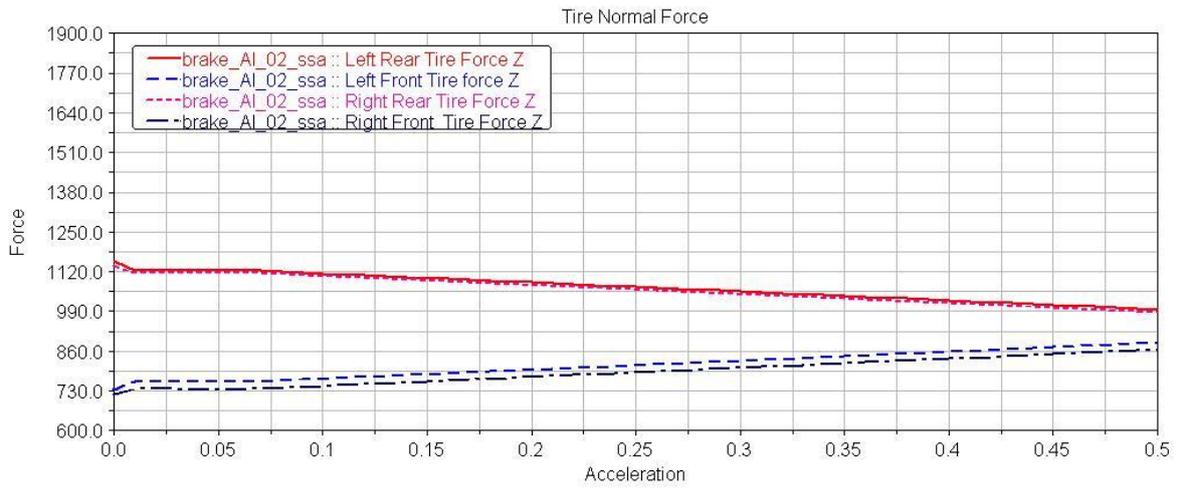
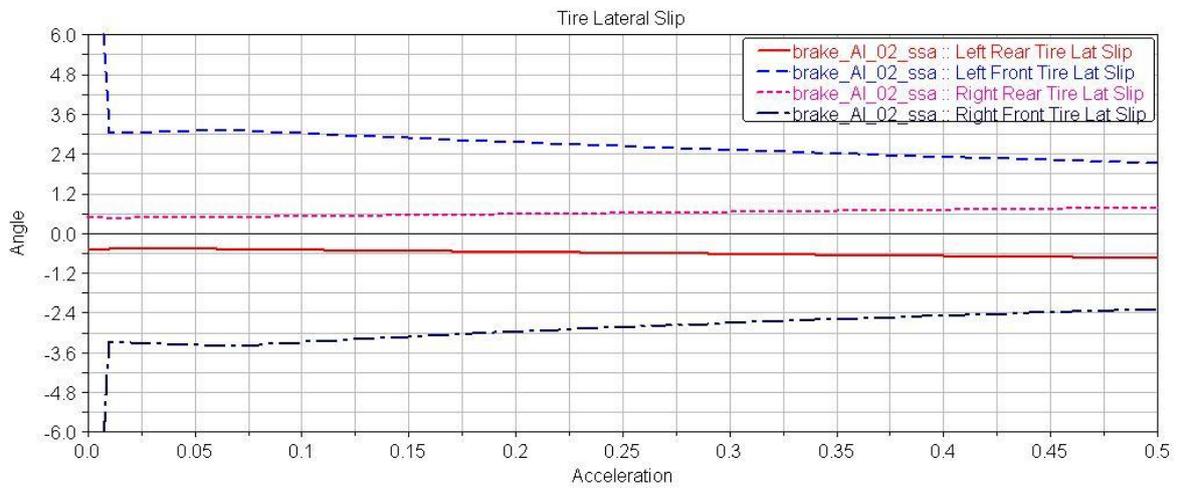


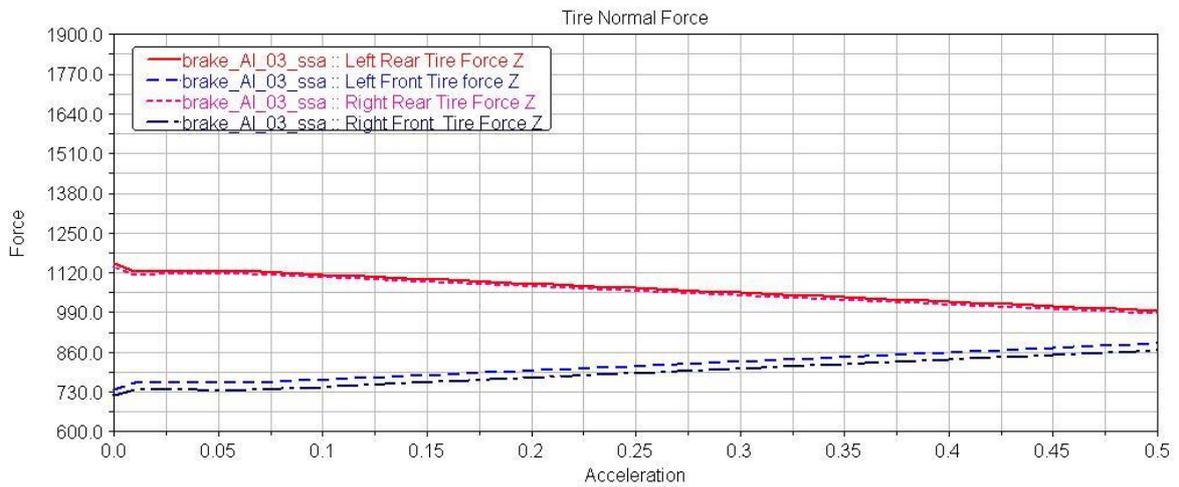
Figura 11. 74 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_01 - Susp-AI



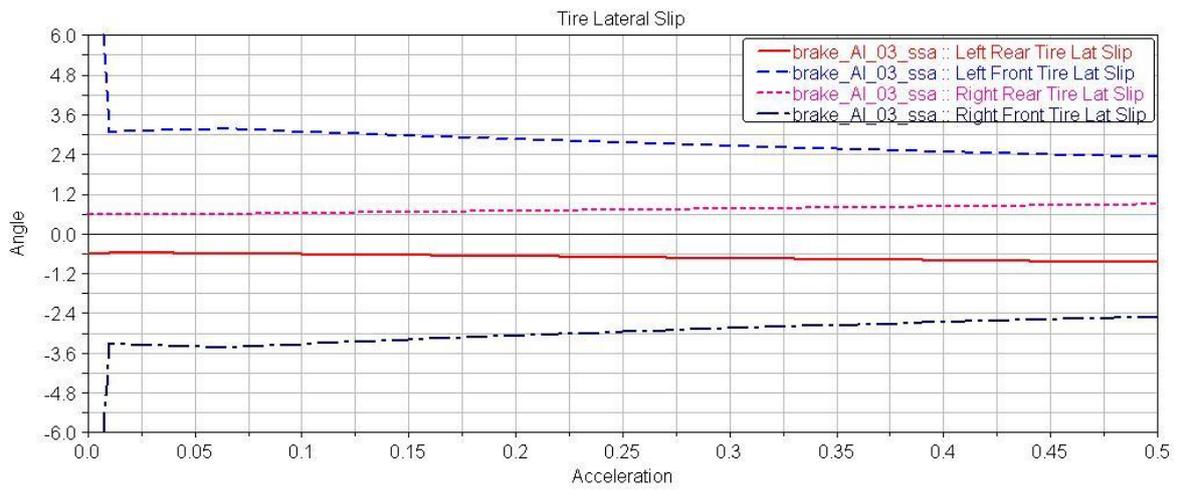
**Figura 11. 75 - Força normal da simulação brake\_02 - Susp-AI**



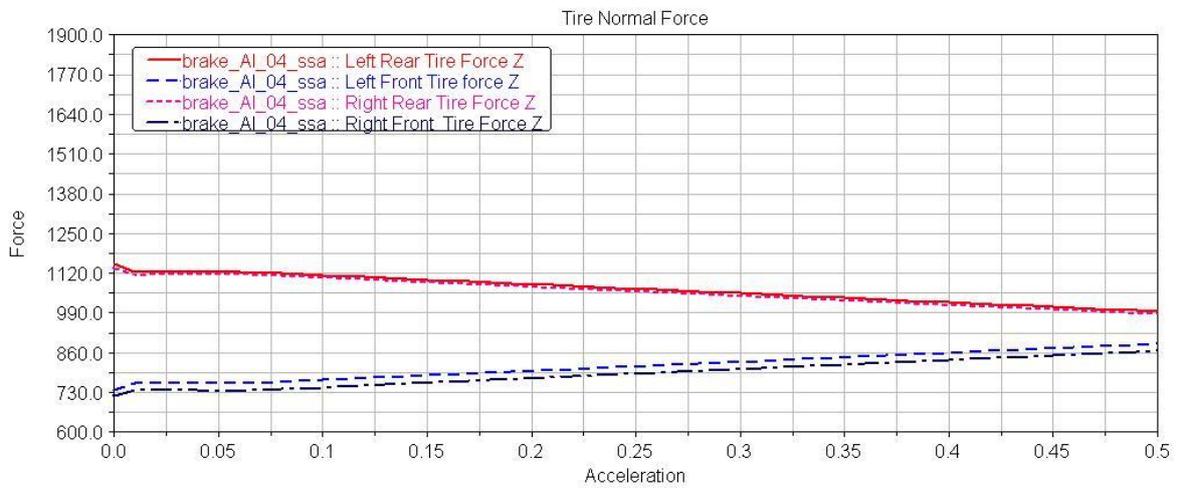
**Figura 11. 76 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_02 - Susp-AI**



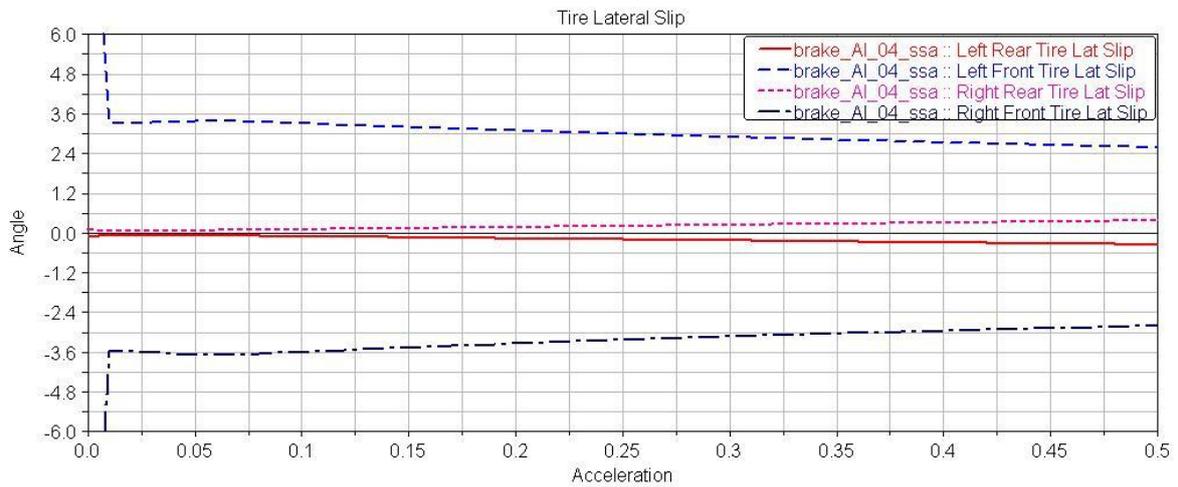
**Figura 11. 77 - Força normal da simulação brake\_03 - Susp-AI**



**Figura 11. 78 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_03 - Susp-AI**



**Figura 11. 79 - Força normal da simulação brake\_04 - Susp-AI**



**Figura 11. 80 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_04 - Susp-AI**

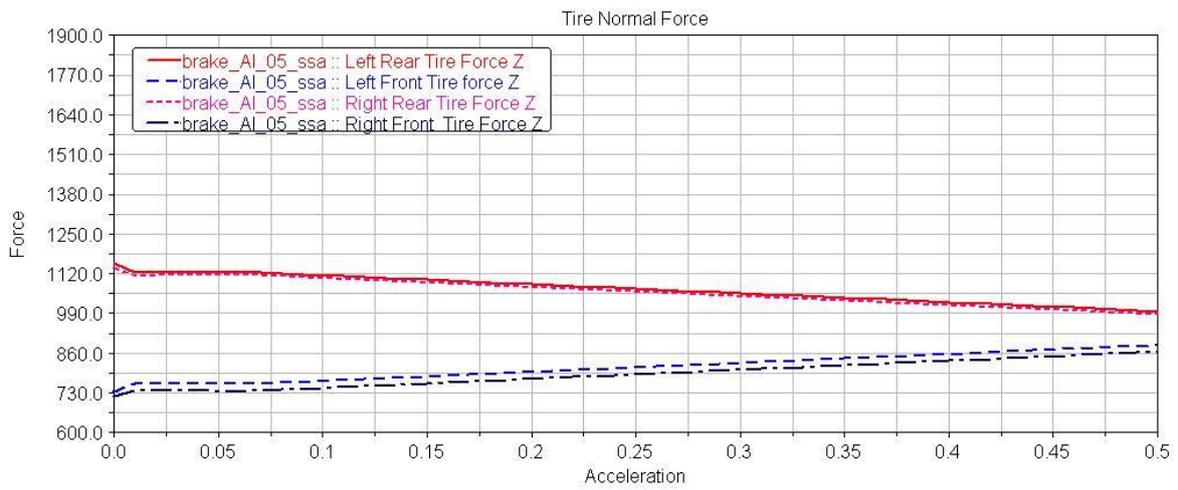


Figura 11. 81 - Força normal da simulação brake\_05 - Susp-AI

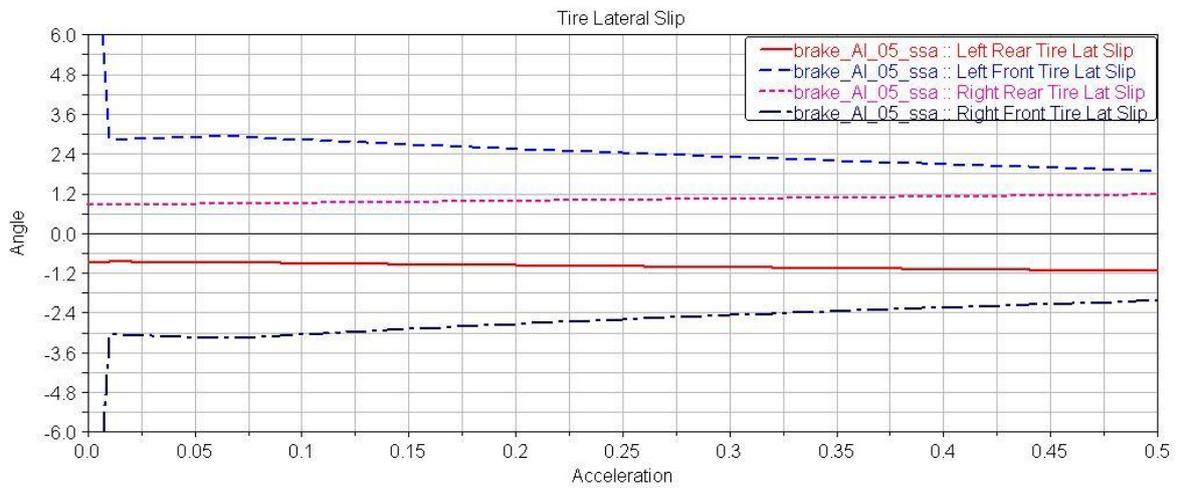


Figura 11. 82 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_05 - Susp-AI

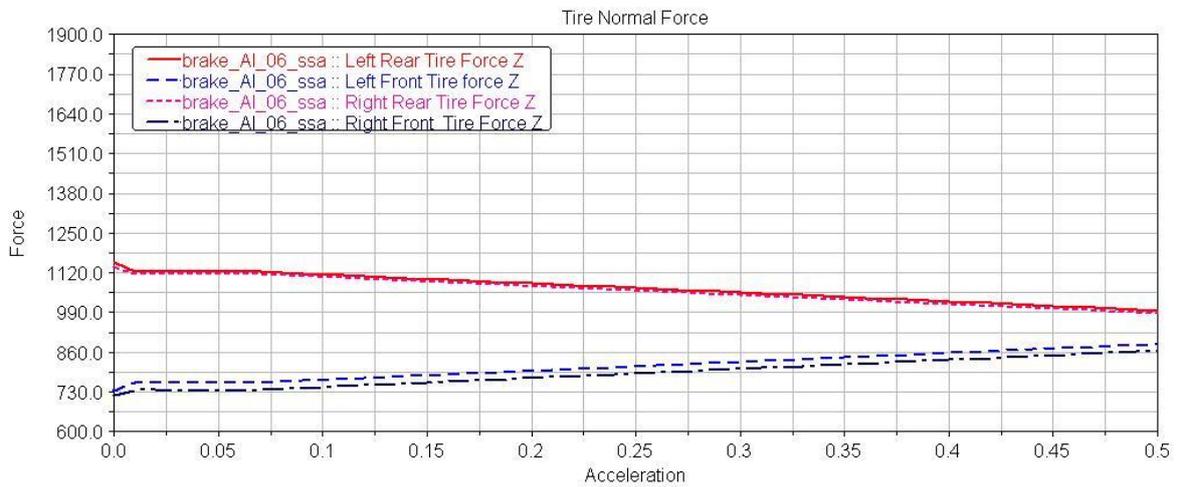
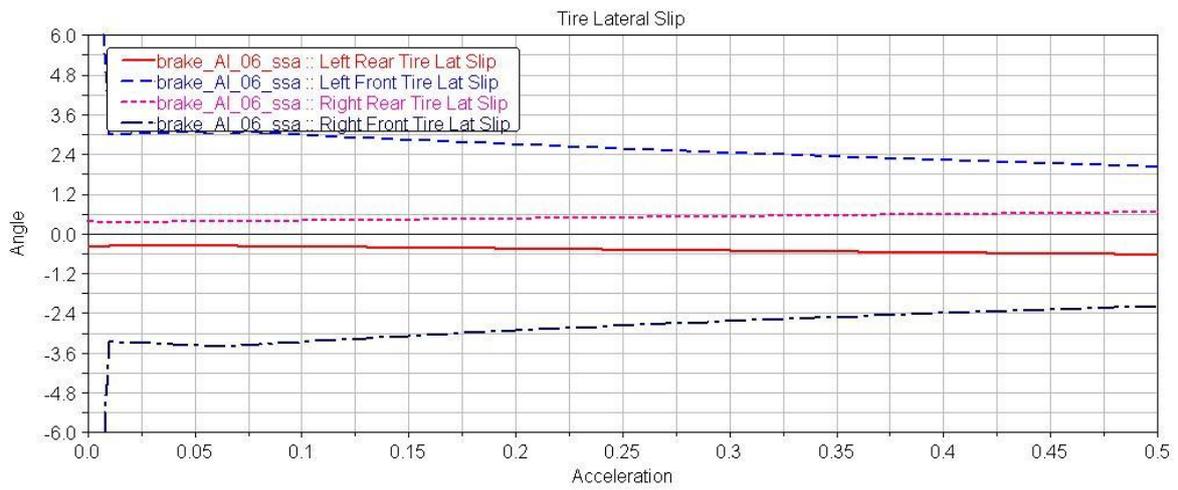
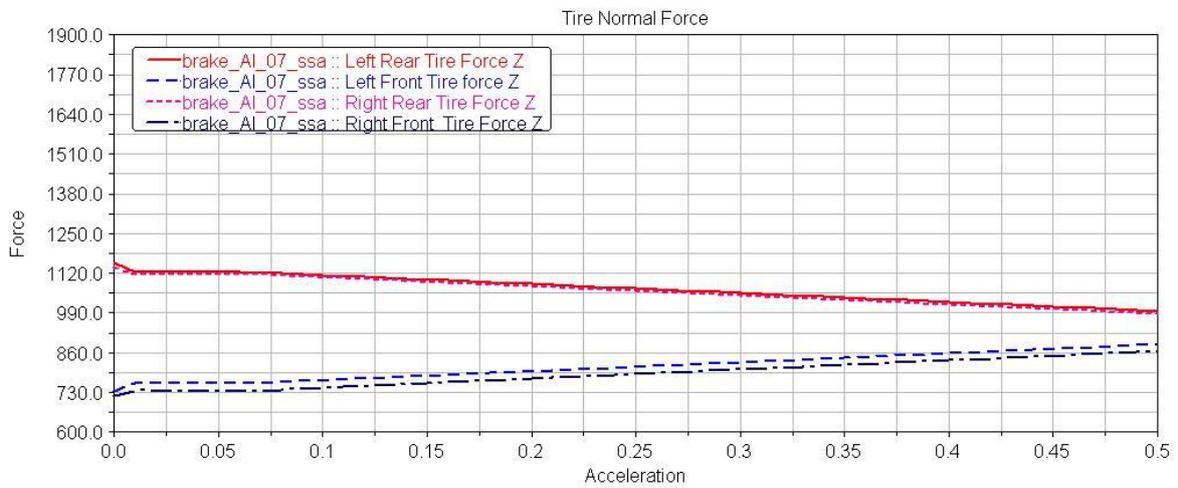


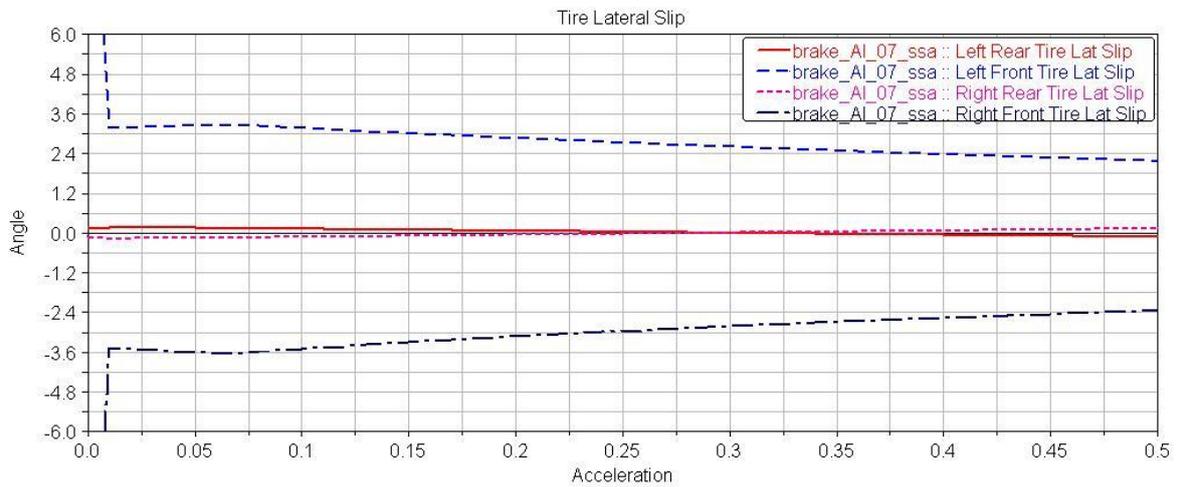
Figura 11. 83 - Força normal da simulação brake\_06 - Susp-AI



**Figura 11. 84 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_06 - Susp-AI**



**Figura 11. 85 - Força normal da simulação brake\_07 - Susp-AI**



**Figura 11. 86 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_07 - Susp-AI**

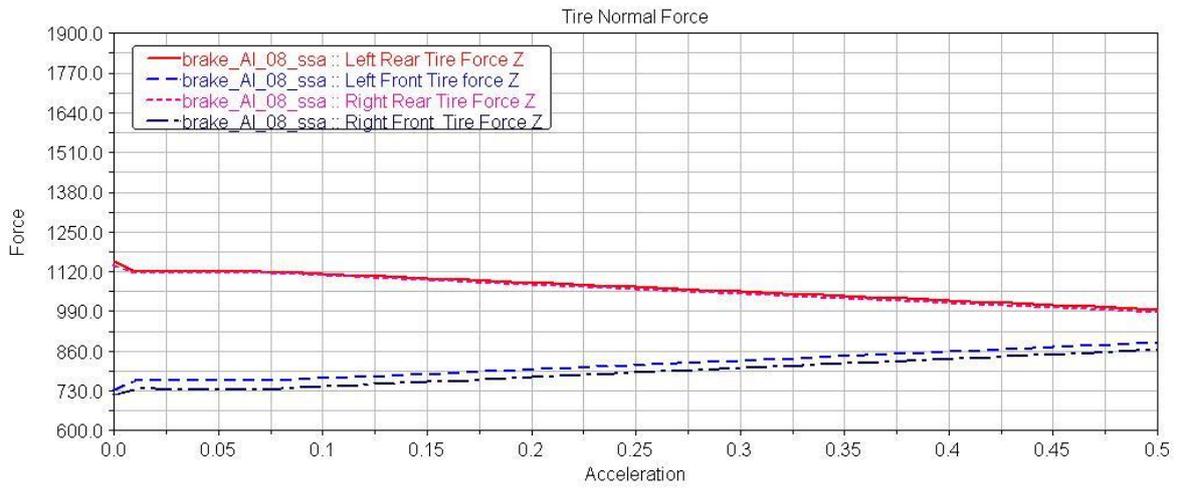


Figura 11. 87 - Força normal da simulação brake\_08 - Susp-AI

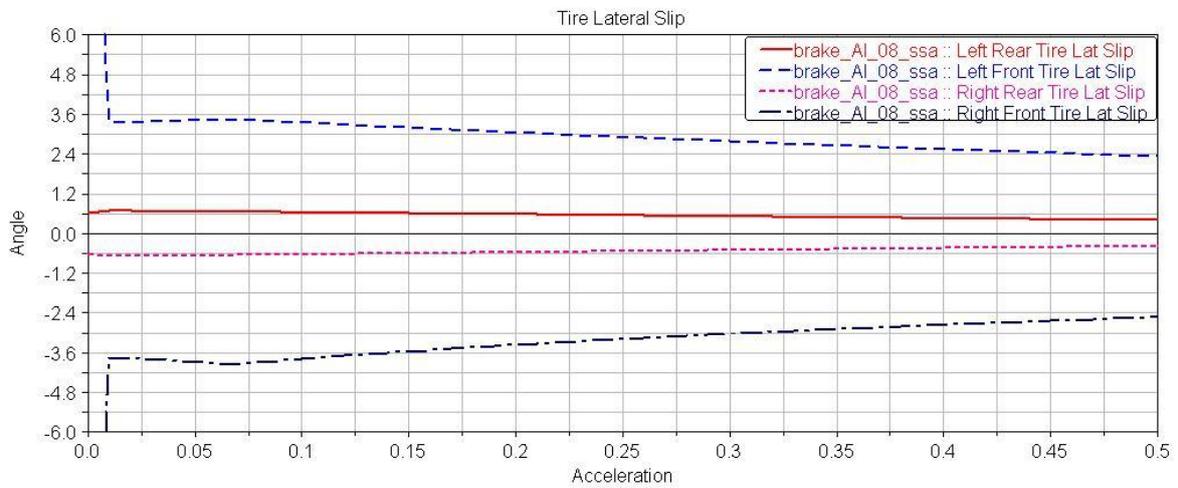


Figura 11. 88 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_08 - Susp-AI

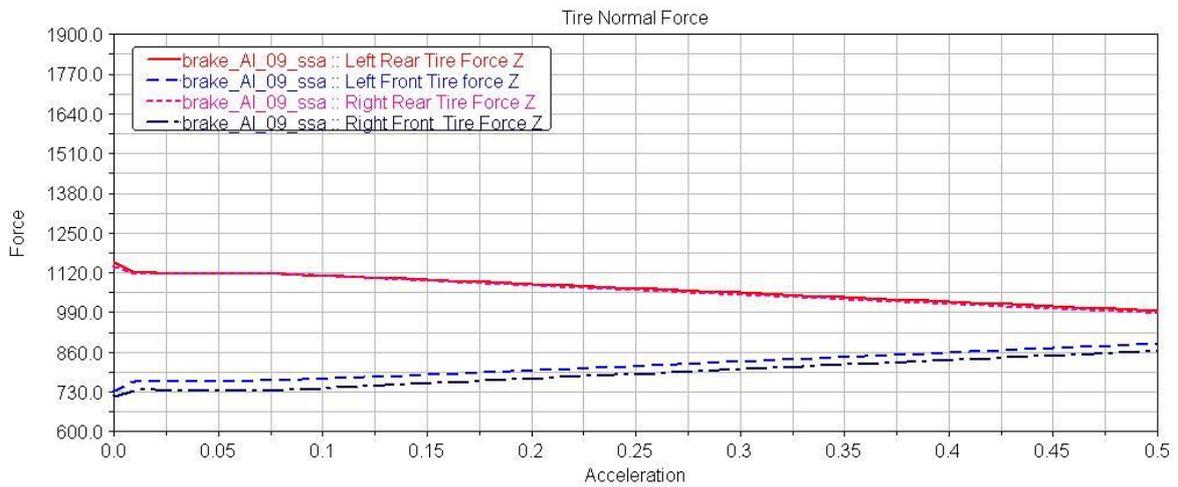


Figura 11. 89 - Força normal da simulação brake\_09 - Susp-AI

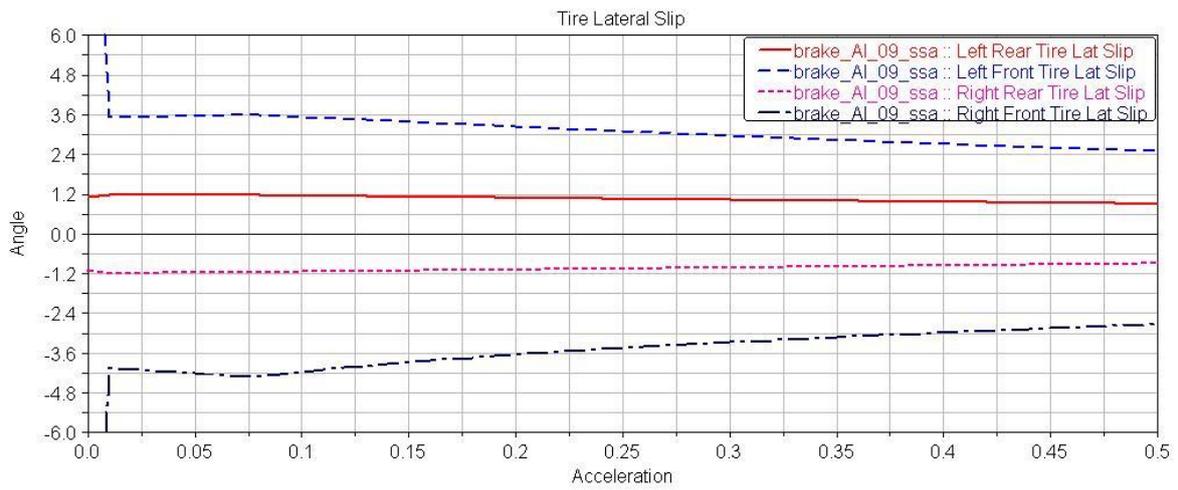


Figura 11. 90 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_09 - Susp-AI

### 11.4 – Frenagem Susp-AD

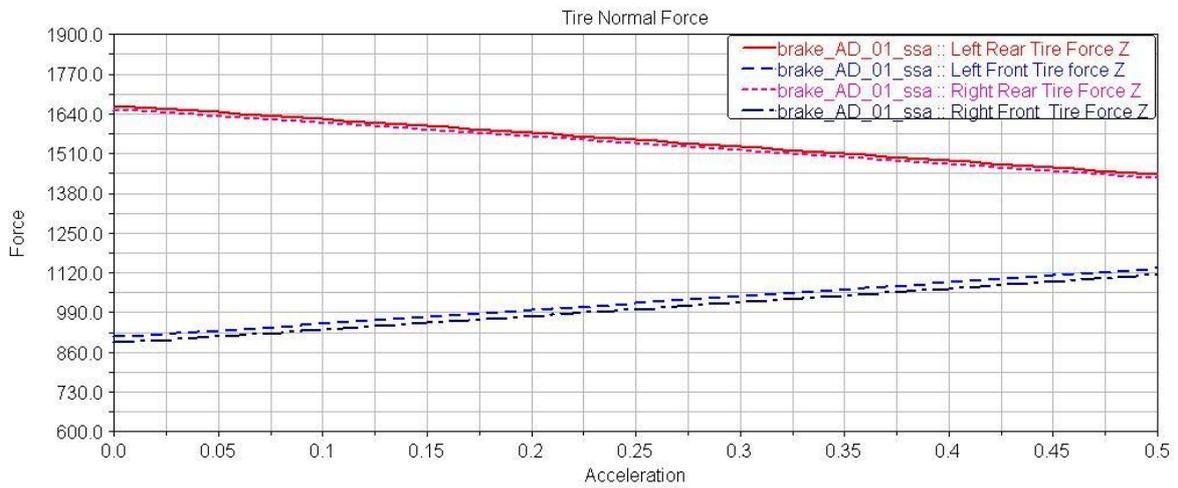


Figura 11. 91 - Força normal da simulação brake\_01 - Susp-AD

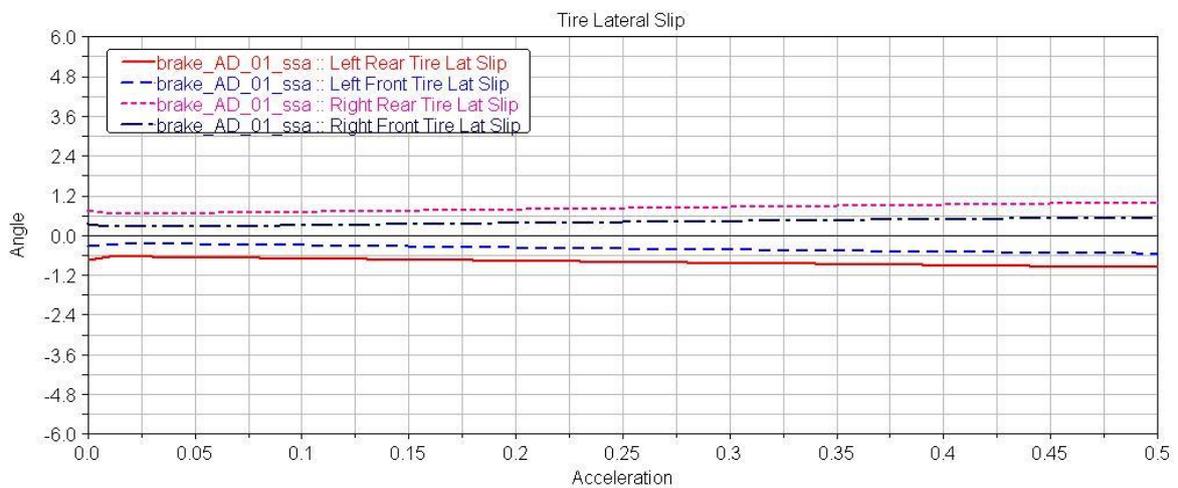
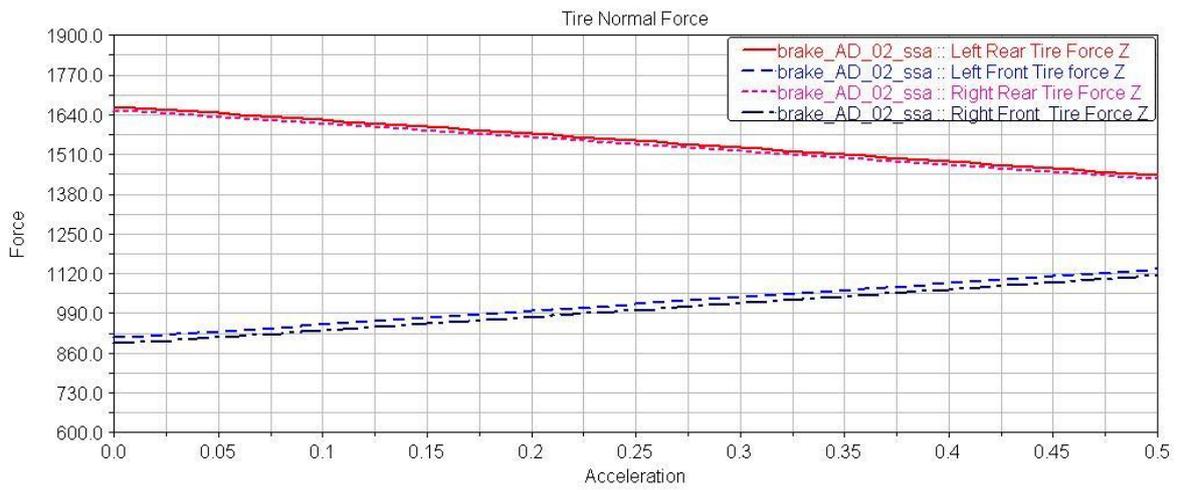
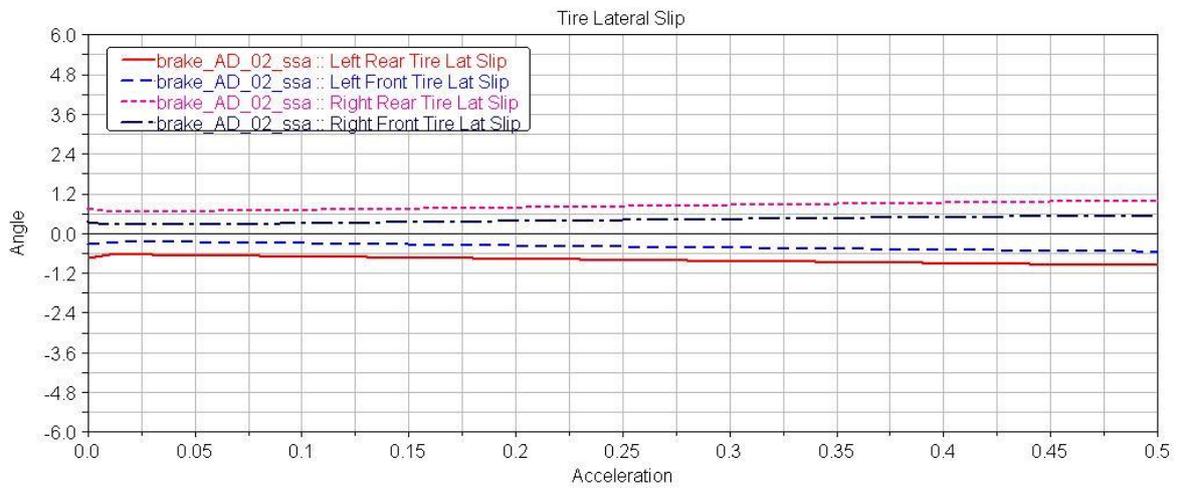


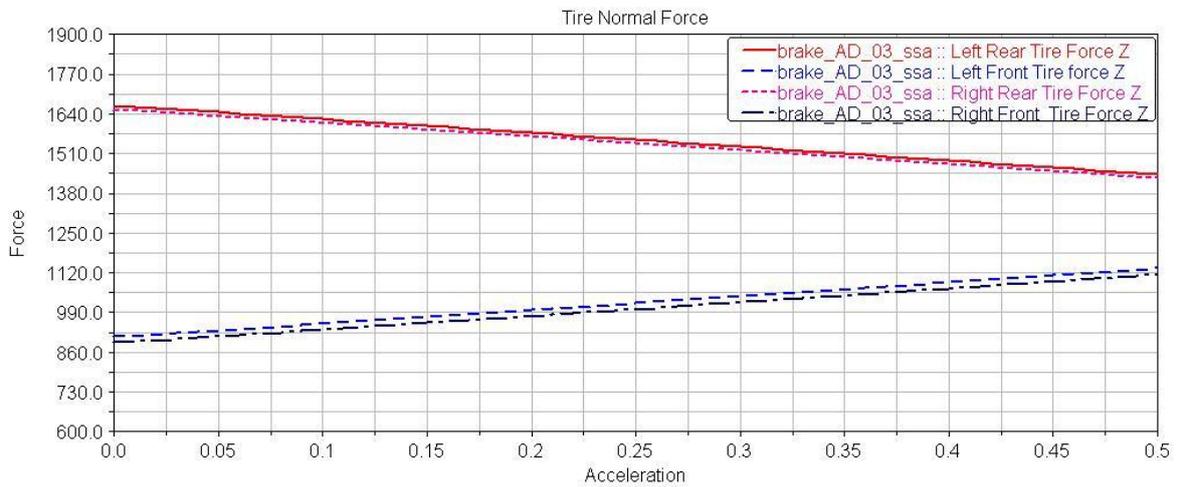
Figura 11. 92 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_01 - Susp-AD



**Figura 11. 93 - Força normal da simulação brake\_02 - Susp-AD**



**Figura 11. 94 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_02 - Susp-AD**



**Figura 11. 95 - Força normal da simulação brake\_03 - Susp-AD**

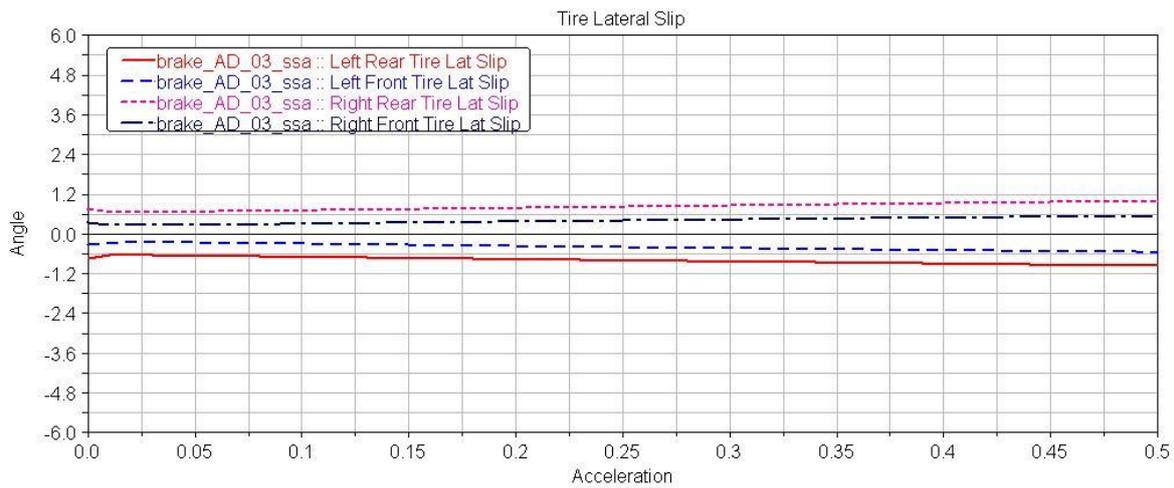


Figura 11. 96 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_03 - Susp-AD

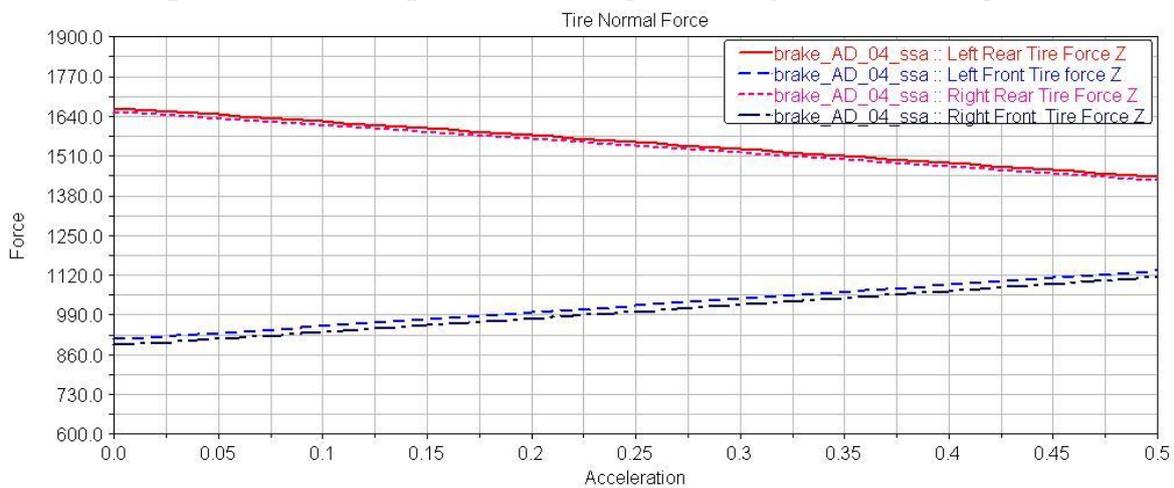


Figura 11. 97 - Força normal da simulação brake\_04 - Susp-AD

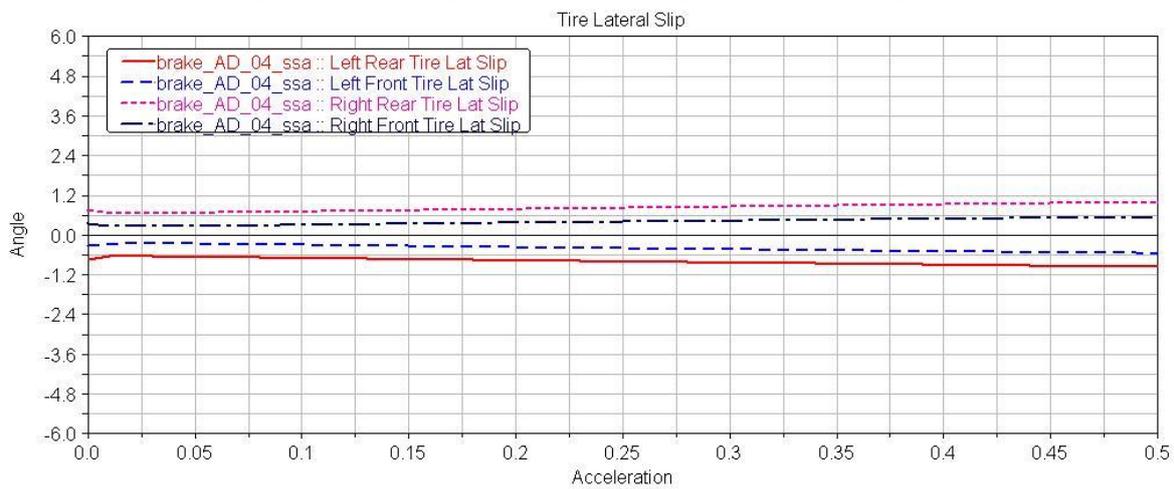


Figura 11. 98 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_04 - Susp-AD

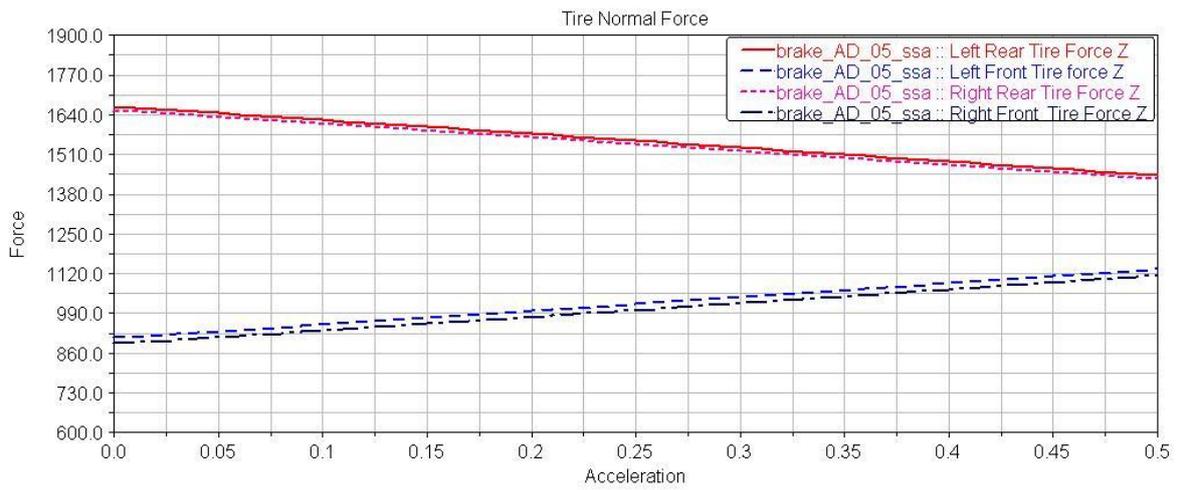


Figura 11. 99 - Força normal da simulação brake\_05 - Susp-AD

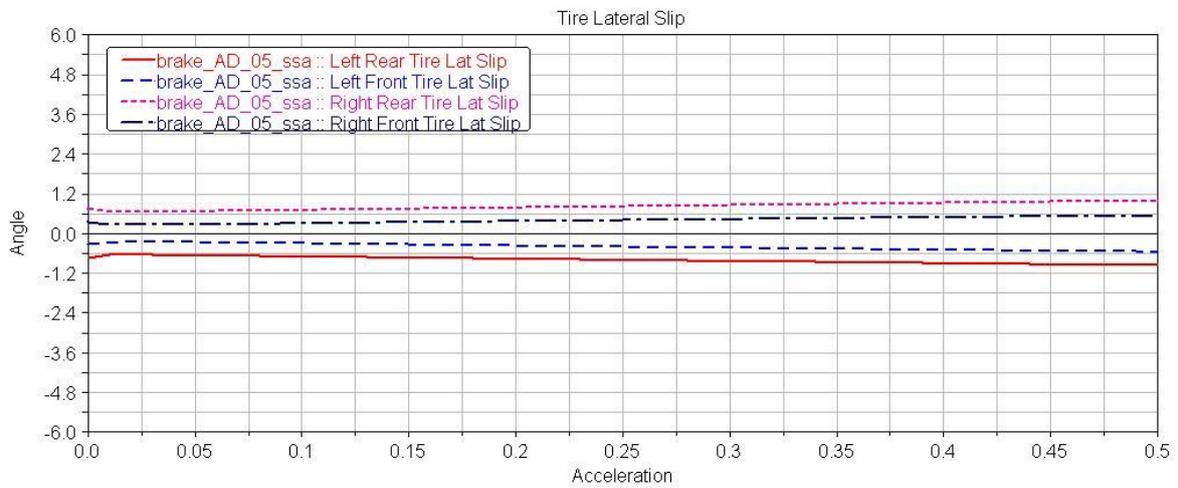


Figura 11. 100 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_05 - Susp-AD

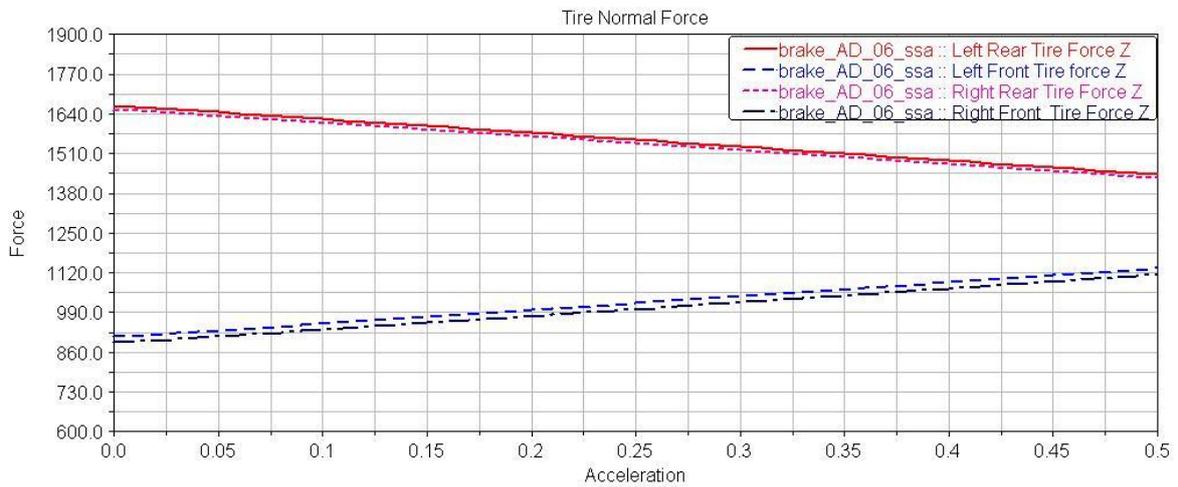
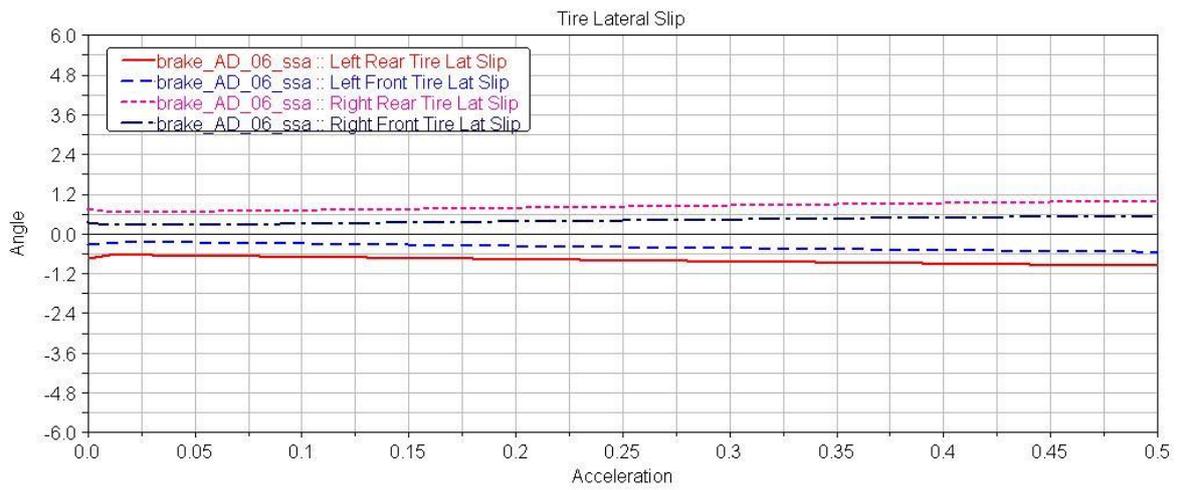
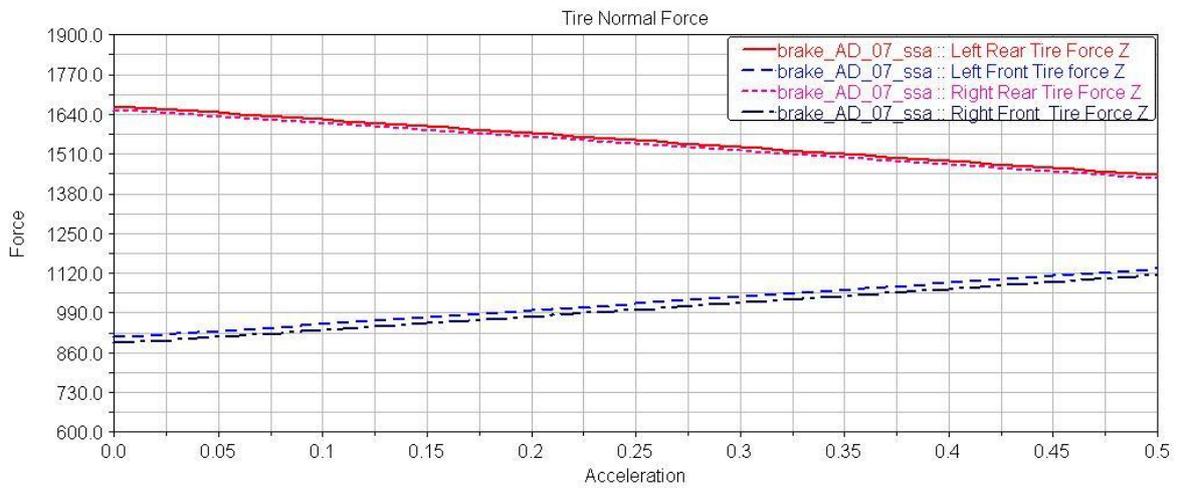


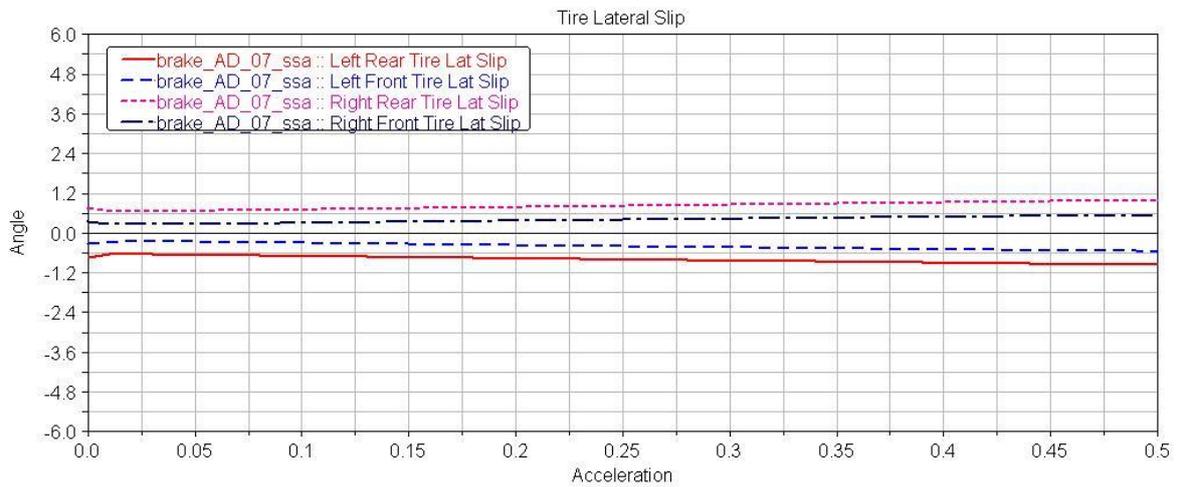
Figura 11. 101 - Força normal da simulação brake\_06 - Susp-AD



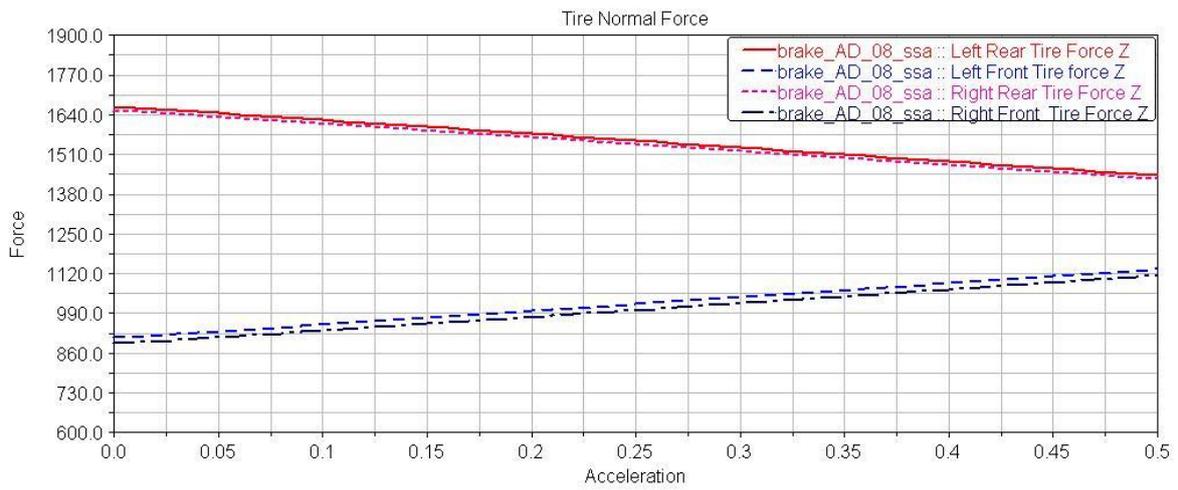
**Figura 11. 102 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_06 - Susp-AD**



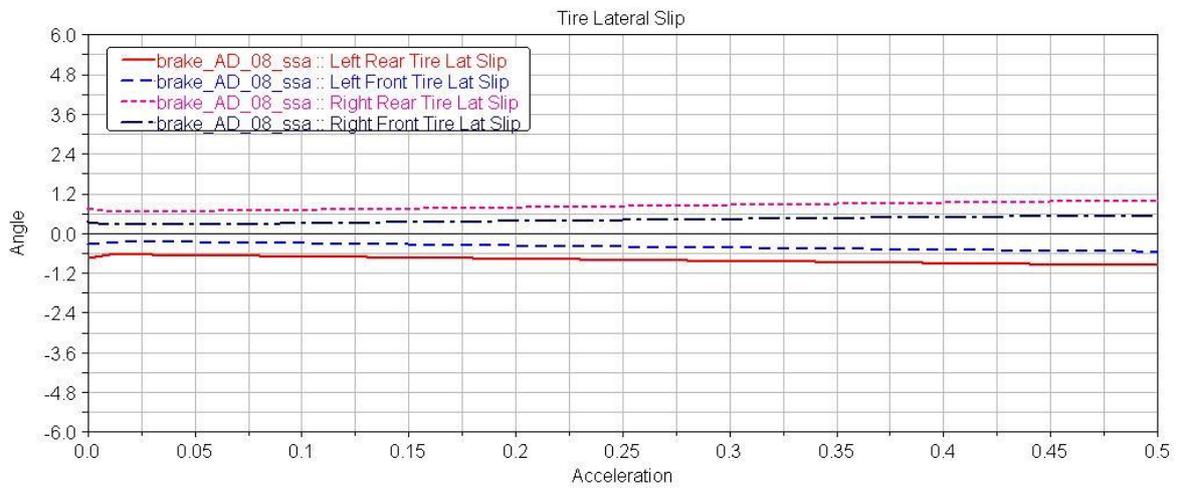
**Figura 11. 103 - Força normal da simulação brake\_07 - Susp-AD**



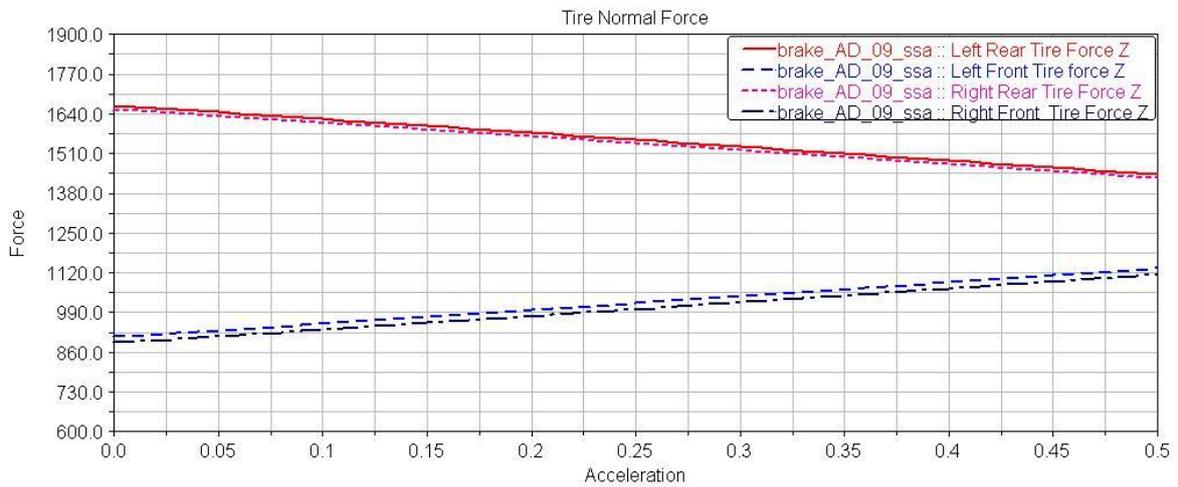
**Figura 11. 104 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_07 - Susp-AD**



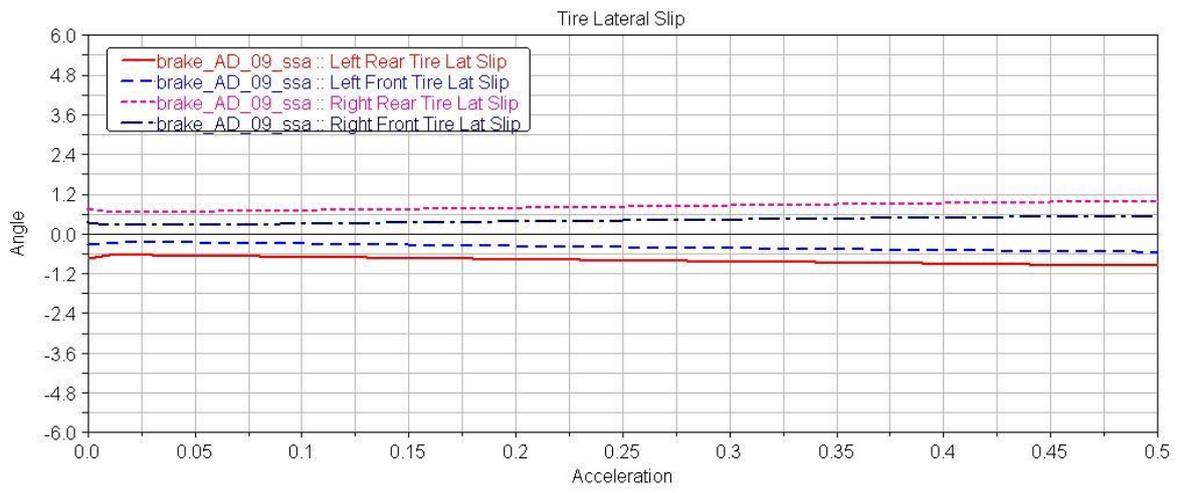
**Figura 11. 105 - Força normal da simulação brake\_08 - Susp-AD**



**Figura 11. 106 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_08 - Susp-AD**



**Figura 11. 107 - Força normal da simulação brake\_09 - Susp-AD**



**Figura 11. 108 - Escorregamento lateral (slip) da simulação brake\_09 - Susp-AD**