

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

RICARDO RODRIGUES ALVES MALERBA

Análise de sensibilidade da tendência
direcional de um veículo quanto à
variação de produção

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP
EXEMPLAR REVISADO
Data de entrada no Serviço... 30 / 06 / 11
Ass.: <i>Edmilsa</i>

São Carlos
2011

RICARDO RODRIGUES ALVES MALERBA

Análise de sensibilidade da tendência
direcional de um veículo quanto à
variação de produção

Dissertação apresentada à Escola de
Engenharia de São Carlos da Universidade
de São Paulo, como parte dos requisitos
para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Orientador:
Prof. Dr. Antônio Carlos Canale

Versão corrigida.
A versão original se encontra disponível na SEM da EESC.

São Carlos
2011



Class.	TESE
Cutt.	7896
Tombo	T0153/11
Sysno	2185961

31 LCW115637

120611

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTA
TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO,
PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento
da Informação do Serviço de Biblioteca – EESC/USP

M245a Malerba, Ricardo Rodrigues Alves
Análise de sensibilidade da tendência direcional de um
veículo quanto à variação de produção / Ricardo Rodrigues
Alves Malerba ; orientador Antônio Carlos Canale. -- São
Carlos, 2011.

Dissertação (Mestrado-Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica. Área de Concentração em Dinâmica das
Máquinas e Sistemas) -- Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, 2011.

1. Dinâmica veicular. 2. Método de Monte Carlo. 3.
Drift-Pull. 4. Multicorpos. 5. DOE. 6. Design robusto.
I. Título.


FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato(a): Engenheiro RICARDO RODRIGUES ALVES MALERBA.


Dissertação defendida e julgada em 28/04/2011 perante a Comissão Julgadora:




Prof. Associado **ANTONIO CARLOS CANALE - (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP) **APROVADO**



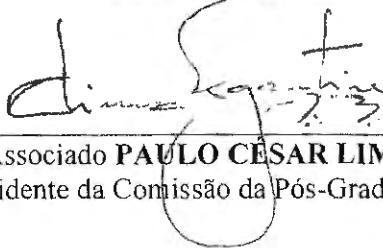
Prof. Dr. **ALVARO COSTA NETO**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP) **APROVADO**



Dr. **CLAUDIO GOMES FERNANDES**
(Ford Motor Company) **APROVADO**



Prof. Associado **MARCELO AREIAS TRINDADE**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica



Prof. Associado **PAULO CÉSAR LIMA SEGANTINE**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

*Dedico este trabalho à minha mãe, Elizabeth,
que me incentivou a correr atrás dos meus
sonhos e que sempre acreditou em mim;
à minha esposa, Daniele e à minha filha, Liz,
pela compreensão, carinho e presença ao
longo do período de elaboração desta obra.*

Agradecimentos

Ao prof. Dr. Antônio Carlos Canale pela orientação no desenvolvimento desse trabalho.

À Ford Motor Company pela oportunidade de realizar esse trabalho.

Aos amigos Claudio Gomes Fernandes, Murilo Del Rio Duarte e aos demais amigos da Ford pelas valiosas contribuições.

À minha família, pelo apoio, incentivo e carinho em todos os momentos que precisei.

*“A proposta de um experimento é entender melhor o mundo real,
não para entender os dados experimentados...”*

William Diamond
Estatístico, IBM

Resumo

Malerba, Ricardo Rodrigues Alves, *Análise de sensibilidade da tendência direcional de um veículo quanto à variação de produção*. São Carlos, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2011, 98 p. Dissertação (Mestrado).

Processos reais possuem, em sua grande maioria, variáveis de natureza estocástica. Em outras palavras, os parâmetros que influenciam tais processos não podem ser definidos apenas por valores singulares, mas, de maneira mais realista, através de curvas de probabilidade e os valores que a definem: média e desvio. É de se esperar, portanto, que os resultados desses processos também sejam de natureza estocástica. Dessa forma, projetos desenvolvidos na indústria, atualmente, sofrem a influência da variabilidade em todos os seus parâmetros, e como consequência, seu desempenho será definido por uma densidade de probabilidade, na qual, um determinado percentual pode, ou não, estar dentro de certos limites de engenharia. O presente trabalho tem por principal objetivo analisar a tendência direcional de veículos sob a influência de parâmetros de projeto, os quais são considerados como parâmetros estatísticos. A metodologia utilizada se baseia no desenvolvimento de um modelo computacional em dinâmica de multicorpos. Através do modelo desenvolvido e com a utilização do método de Monte Carlo, a estatística inerente ao processo é avaliada, e assim, pode-se avaliar o nível de robustez de um projeto através da quantificação de sua capacidade.

Abstract

Real processes, generally, are formed by stochastic variables. In other words, the parameters compounding such processes cannot be defined only by singular values, but rather by probability density functions and the values that define them: mean and standard variation. Therefore, one can expect the outcomes of those processes also being of stochastic nature. In this way, designs currently developed in the industry are affected by the inherent variability of all their parameters. So, as a consequence, their performance can be defined by a probability density function and, as such, it is expected some amount of results to be within/without engineer limits established to the project. The present work has a main goal analyze the drift behavior of a vehicle under the influence of design parameters, which are treated as stochastic variables. The methodology here applied is based on the development of multibody dynamic model. Through this computational model and the Monte Carlo method, the inherent statistic of the design is defined so that the project robustness can be analyzed by means of its capability.

Lista de Figuras

Figura 1: Aproximação de um pneu como cone truncado (LINDENMUTH, 1974).....	9
Figura 2: Influência da lona (<i>ply</i>) mais periférica na força de <i>ply steer</i> (LINDENMUTH, 1974)	10
Figura 3: Ângulo de deriva do veículo em função da força no eixo dianteiro (TOPPING, 1975).....	13
Figura 4: Força no eixo dianteiro em função da força de conicidade dos pneus (TOPPING, 1975).....	14
Figura 5: Inclinação da pista para direita (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)	15
Figura 6: Efeitos das forças residuais (NRCF) no <i>drift</i> do veículo (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)	16
Figura 7: Efeitos do <i>Caster Trail</i> no <i>drift</i> do veículo (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)	17
Figura 8: Efeito do <i>Camber</i> no <i>drift</i> do veículo (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)	17
Figura 9: Distribuição da frequência do torque do volante para manter um veículo em linha reta (KUBOTA, YOSHIZAWA e MOURI, 2007).....	23
Figura 10: Sistema de direção elétrica (EPS) (KOYAMA e MATSUNAGA, 2009)	25
Figura 11: Vista em corte transversal de uma pista de neve compactada de forma irregular (KOYAMA e MATSUNAGA, 2009)	26
Figura 12: Vista lateral da geometria da suspensão e direção (MARTINS, 2010)	28
Figura 13: Vista frontal da geometria da suspensão e direção (MARTINS, 2010)	28
Figura 14: Ângulo de <i>camber</i>	31
Figura 15: Ângulos de convergência e divergência	32
Figura 16: Ângulo de <i>Caster</i>	33

Figura 17: Sistema de coordenadas da SAE (GILLESPIE, 1992)	35
Figura 18: <i>Slip angle</i> e deformação de um pneu girando sob a ação de uma força lateral (GILLESPIE, 1992).....	36
Figura 19: Atraso na resposta da força lateral em função da rotação da roda - <i>relaxation length</i> (GILLESPIE, 1992).....	37
Figura 20: Propriedades da força lateral no pneu (GILLESPIE, 1992).....	38
Figura 21: Força lateral versus ângulo de deriva variando com a carga normal (GILLESPIE, 1992)	40
Figura 22: Força lateral versus ângulo de cambagem variando com a carga normal (GILLESPIE, 1992)	41
Figura 23: Stanislaw Ulam, Richard Feynman e John von Neuman (UFSCAR, 2009)	45
Figura 24: Igualdade das probabilidades diferenciais (FERNANDES e DUARTE, 2008)	48
Figura 25: Curva de Gauss (FERNANDES e DUARTE, 2008).....	50
Figura 26: Método de Monte Carlo (FERNANDES e DUARTE, 2008).....	50
Figura 27: Modelo de suspensão dianteira no ADAMS	55
Figura 28: Modelo de suspensão traseira no ADAMS	56
Figura 29: Representação do sistema de direção no ADAMS.....	57
Figura 30: <i>Heading</i> do veículo na pista sem <i>drift</i>	58
Figura 31: Resultados das medições do <i>drift</i> em pista	60
Figura 32: Torque na roda por ângulo de esterçamento (veículo x modelo CAE).....	61
Figura 33: Simulação de <i>drift</i> do modelo correlacionado na ADAMS	62
Figura 34: Parâmetros adotados para o DOE no ADAMS/Insight	68
Figura 35: Principais fatores para o drift	69

Figura 36: Interação entre os fatores para o <i>drift</i>	70
Figura 37: Parâmetros adotados para o RSM DOE no ADAMS/Insight	72
Figura 38: Resultados das simulações do drift	73
Figura 39: Principais efeitos para o drift - RSM DOE no ADAMS/Insight	74
Figura 40: Interação entre fatores para o drift - RSM DOE.....	74
Figura 41: Regressão não-linear do RSM no Minitab para a resposta ao <i>drift</i>	75
Figura 42: Resultados gerados pela função de transferência do <i>drift</i>	76
Figura 43: Gráficos dos residuais da função de transferência.....	77
Figura 44: Dados de entrada para a simulação de Monte Carlo	78
Figura 45: Capacidade do processo para o <i>drift</i> usando o método de Monte Carlo..	79

Lista de Tabelas

Tabela 1: Resumo dos fatores e efeitos na resposta ao pull do veículo (MIRZA, HUSSAIN e DAY, 2006).....	20
Tabela 2: Resumo dos fatores e efeitos na resposta ao <i>drift</i> do veículo (MIRZA, HUSSAIN e DAY, 2006).....	21
Tabela 3: Características gerais do modelo	54
Tabela 4: Especificações das tolerâncias dos fatores.....	67
Tabela 5: Resolução do DOE.....	68

Sumário

Resumo	i
Abstract	ii
Lista de Figuras	iii
Lista de Tabelas	vi
Sumário	vii
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	3
1.2 Divisões do trabalho	3
2 Revisão bibliográfica	6
2.1 Introdução	6
2.2 Influências dos pneus	8
2.3 Demais fatores que afetam o <i>Drift</i> e o <i>Pull</i>	15
3 Revisão teórica	27
3.1 Terminologia	28
3.1.1 <i>King pin</i> (pino mestre)	29
3.1.2 <i>Scrub radius</i> (deslocamento frontal do pino mestre)	29
3.1.3 Deslocamento axial do <i>king pin</i>	29
3.1.4 Deslocamento lateral do <i>king pin</i>	30
3.1.5 <i>Caster trail</i> (rasto mecânico)	30
3.1.6 Ângulo de <i>camber</i>	30
3.1.7 Convergência e divergência	31

3.1.8 <i>Caster</i>	32
3.2 Pneus	33
3.2.1 Impressão do pneu no solo e aderência.....	34
3.2.2 Propriedades de esterçamento.....	35
3.2.2.1 <i>Slip angle</i> (ângulo de deriva)	35
3.2.3 Forças geradas pelo <i>camber</i>	40
3.2.4 Força Lateral.....	42
3.2.5 Força Longitudinal	42
3.2.6 Força Normal	42
3.2.7 Momento de sobregiro	43
3.2.8 Torque de resistência ao rolamento	43
3.2.9 Torque de autoalinhamento	43
4 Método de Monte Carlo	44
4.1 História	44
4.2 Metodologia	46
4.3 Conclusão.....	51
5 Desenvolvimento do Modelo de CAE	53
5.1 Introdução.....	53
5.2 Características gerais do modelo	54
5.2.1 Suspensão dianteira	55
5.2.2 Suspensão traseira	56
5.2.3 Sistema de direção	57
5.3 Correlação do modelo de CAE.....	58
6 Simulação e Análise dos resultados	63
6.1 Introdução.....	63

6.2 Estudo de caso.....	64
6.2.1 <i>Screening</i> DOE – reduzindo o número de fatores	66
6.2.2 RSM DOE	71
6.3 Análise dos Resultados.....	72
6.3.1 Método de Monte Carlo	77
7 Conclusões Finais	80
Bibliografia	82

Capítulo 1

1 Introdução

Nos dias atuais, a indústria se preocupa, cada vez mais, em entregar seus produtos com melhor qualidade, que tragam um maior valor percebido pelos clientes, o que, trará mais lucros para empresa. Para conseguir entregar produtos de melhor qualidade, a indústria não pode deixar de fazer um *design* robusto.

Neste cenário, o uso de ferramentas de simulação numérica para estimar o comportamento real de qualquer sistema tornou-se uma vantagem competitiva para a indústria. O uso dessas ferramentas permite-nos realizar uma rápida análise de suas funções, bem como nos ajuda a criar um produto mais robusto, especialmente quando existe variabilidade inerente ao processo

de produção. Com um modelo matemático, podem-se executar várias diferentes análises num curto espaço de tempo, praticamente em todas as fases de desenvolvimento do produto, antecipando e prevendo o comportamento dele.

Uma das grandes preocupações do *design* hoje não é só fazer com que este atinja o seu objetivo, realizando a função para o qual foi projetado, mas também verificar se o *design* é realmente robusto. *Design* robusto pode ser definido como um sistema que funciona da maneira como foi concebido independentemente das variações intrínsecas ao processo de produção, que, neste caso, são chamadas de fatores de controle e de variações externas ao processo produtivo, que, neste caso, são chamadas de fatores de ruído. Os fatores de controle e ruído, se não forem considerados e conhecidos durante o processo de *design*, podem deteriorar a função normal do sistema, resultando em uma falha na sua função principal.

Entre os numerosos campos no desenvolvimento de um novo veículo do setor automobilístico, o atributo de direção é um tema cujos modos de falha são, na sua maioria, facilmente percebidos pelo consumidor. Isso faz com que a percepção de qualidade do veículo seja afetada, trazendo inúmeros problemas para o fabricante. Os reparos executados geram problemas financeiros, mas o desgaste maior está na imagem do veículo pelo cliente, fato a ser considerado na próxima troca por um novo modelo.

Assim, a imagem do produto afetada negativamente, pode reduzir o valor percebido pelo consumidor, bem como, acarretar a perda de lealdade à marca, trazendo uma redução nas vendas e, conseqüente, na lucratividade.

1.1 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo o estudo da sensibilidade à tendência direcional (*drift*) de um veículo de passeio quanto à variação inerente ao processo produtivo. Um *software* comercial de simulação de sistemas multicorpos, largamente utilizado na indústria automobilística, denominado ADAMS/Chassis (*Automatic Dynamics Analysis of Mechanical Systems*), será utilizado para fazer as simulações de sensibilidade dos diversos parâmetros que afetam o *drift*.

Nesta obra vamos mostrar os principais fatores que afetam a tendência direcional, como os parâmetros da geometria da suspensão e direção (*camber*, *caster* e convergência), características dos pneus, e das buchas da suspensão, em um ambiente de simulação dinâmica de multicorpos. A sensibilidade do veículo ao *drift* é base deste trabalho, porém, também será apresentado, durante a revisão da literatura, cada um dos dois tipos de controle, que são: controle livre (*drift*) e o controle fixo ou direção "puxando" (*pull*).

1.2 Divisões do trabalho

O trabalho tem sete capítulos e está dividido da seguinte forma:

- Capítulo 1: Introdução.
Nele são citados os principais motivos da importância deste trabalho e um breve descritivo de como o problema de tendência direcional foi abordado.



- **Capítulo 2: Revisão bibliográfica.**
Neste capítulo veremos a revisão da literatura a respeito do estudo dos problemas relacionados à tendência direcional de um veículo de passeio, para cada um dos tipos de controle, que são: controle livre ou tendência direcional (*drift*) e o controle fixo ou direção “puxando” (*pull*).
- **Capítulo 3: Revisão teórica.**
É a revisão da teoria onde são descritos alguns conceitos básicos da geometria da suspensão e dos pneus, de suma importância para esta obra.
- **Capítulo 4: Método de Monte Carlo.**
Nele são descritos um breve histórico, a metodologia e as conclusões do método de Monte Carlo.
- **Capítulo 5: Desenvolvimento do Modelo de CAE.**
Apresenta a metodologia utilizada para a correlação do modelo de CAE e os resultados das simulações do modelo no ADAMS/Chassis em comparação aos dados medidos em pista de um veículo real.
- **Capítulo 6: Simulação e Análise dos resultados.**
Neste capítulo veremos, entre outros, um estudo de caso com um veículo de passeio real, partindo do modelo de CAE correlacionado, a metodologia utilizada nas simulações iniciais “*screening DOE*” do *drift*, uso do software estatístico Minitab para a redução do número de fatores, RSM DOE, função de transferência do *drift* e a análise dos resultados da sensibilidade da tendência direcional do veículo e o conseqüente impacto na capacidade do processo produtivo da manufatura.

- Capítulo 7: Conclusões finais.

Este capítulo trata das conclusões finais do trabalho e as recomendações para trabalhos futuros.

Capítulo 2

2 Revisão bibliográfica

2.1 Introdução

O presente capítulo tem como objetivo apresentar uma revisão da literatura disponível, que apresenta aspectos relevantes para o desenvolvimento deste trabalho.

Existem poucos trabalhos na literatura sobre tendência direcional (*drift*) devido, principalmente, aos seguintes fatores:

- Os veículos de passeio fabricados antigamente tinham processos de fabricação dos componentes da suspensão e direção que usavam tolerâncias mais abertas e também atrito excessivo nas juntas que resultavam em um comportamento dinâmico em linha reta tal que não se notava o problema de tendência direcional;

- As autoestradas fabricadas antigamente não tinham a inclinação lateral de suas pistas tão bem controladas, o que dificultava a avaliação do consumidor. Além do mais, muitas delas não eram pavimentadas o que

impossibilitava qualquer tipo de percepção de tendência direcional do veículo, ao contrario, por exemplo, da avaliação de conforto da suspensão (*ride*) que é estudada há muito tempo e tem uma longa lista de trabalhos publicados. O trabalho de doutorado de (PERSEGUIN, 2005) é um bom exemplo do histórico dos trabalhos publicados de dinâmica vertical (*ride*);

- Com a evolução da tecnologia e dos processos de fabricação da indústria automobilística, os veículos sofreram, também, grande evolução, o que permitiu uma mudança de foco do consumidor, o qual passou a ser mais exigente com a qualidade dos produtos, não aceitando certos erros ou características de projeto, antes não notadas pelo consumidor; existiam, aliás, muitos outros problemas maiores, em funções consideradas básicas, como por exemplo, superaquecimento do motor e freios, vazamento de óleo e consumo e cheiro excessivos de combustível;

- Até a década de 70, eram usados nos veículos de passeio pneus do tipo Diagonal que apresentavam características de construção diferentes dos pneus do tipo Radial, que resultavam em um menor nível de PRAT (*plysteer residual alignment torque*). Como veremos durante o desenvolvimento deste trabalho, PRAT é um dos fatores que afetam a tendencial direcional de um veículo. Com a introdução dos pneus com construção do tipo Radial, no início da década de 70 até os dias de hoje, demandou-se uma maior atenção da indústria automobilística e dos fabricantes de pneus.

Para esta revisão, vamos mostrar primeiramente os trabalhos relativos à influência dos pneus no comportamento de um veículo em relação a sua tendência direcional. Como esses trabalhos são dos primeiros e dos mais completos da literatura, eles serão abordados de forma mais extensa.

Na segunda parte, vamos mostrar alguns trabalhos onde, além dos pneus, a influência dos parâmetros da geometria de direção e suspensão também é considerada.

2.2 Influências dos pneus

Um dos primeiro trabalhos publicado sobre tendência direcional de um veículo foi o de (LINDENMUTH, 1974). Nele o autor mostra a influência dos parâmetros conicidade e *plysteer* dos pneus nos comportamento de *drift* (palavra comumente usado na indústria automobilística que significa tendência direcional) e *pull* (palavra que significa torque no volante para manter o veículo em linha reta e é comumente usada na indústria automobilística).

(LINDENMUTH, 1974) cita que conicidade e *plysteer* receberam uma maior atenção das montadoras com o aumento do uso de pneus do tipo radial e que, normalmente, sob carga geram forças transversais ao sentido de rotação na interface pneu/pavimento. Essas forças residuais dos pneus são influenciadas pelas características de projeto e construção e podem variar com o sentido de rotação e em torno da banda de rodagem. A contribuição das forças de conicidade e *plysteer* no comportamento de *drift* e *pull* dos veículos já havia sido mencionada por outros pesquisadores, mas, até a data de seu trabalho, **não havia nenhuma norma definida pela indústria para a sua interpretação, medição ou efeitos no comportamento dos veículos**. Os objetivos desta obra do autor foram rever as relações entre essas forças, as influências do sistema de medição, os efeitos no veículo e possíveis correções para serem usadas em serviços pós-venda.

Neste trabalho, (LINDENMUTH, 1974) define algumas terminologias que estão diretamente relacionados ao problema de *drift* e *pull*. São elas:

- CONICIDADE – O termo derivou-se aparentemente do fato de se considerar um pneu como a forma de um cone truncado, como podemos ver na Figura 1. Baseado nessa geometria é gerada uma força para o vértice do cone independentemente da direção em que o pneu ou cone são rotacionados. Assim, por definição, conicidade é uma componente de força que não altera sua direção com o sentido de rotação, quando estamos

medindo as forças residuais laterais do pneu. Essas forças são semelhantes às geradas quando se inverte o sentido de rotação de um pneu, que forma um ângulo de *camber* com a superfície de uma estrada; assim, as forças de conicidade são muitas vezes chamadas de *pseudo-camber*.

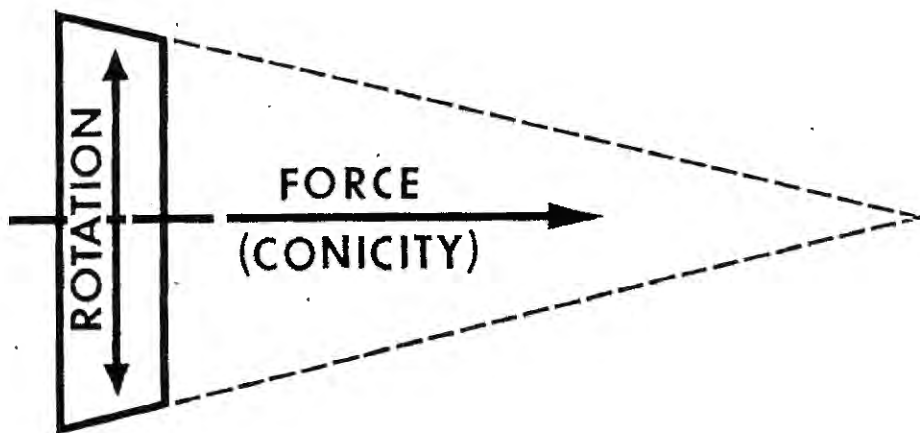


Figura 1: Aproximação de um pneu como cone truncado (LINDENMUTH, 1974)

- *PLY STEER* - Este termo surgiu aparentemente como referência à influência das lonas (*plies*) de um pneu na geração de forças que poderiam tirar um veículo da sua trajetória em linha reta prevista. Essas forças foram consideradas tendo grande relação com a direção das cordas da lona mais periférica do pneu. Como podemos ver na Figura 2, quando o sentido de rotação do pneu é invertido, a direção da força gerada pelas cordas da lona mais periférica do pneu também muda de direção. Assim, *plysteer*, por definição, é uma componente de força que muda de direção quando mudamos o sentido de rotação, quando estamos medindo as forças residuais laterais do pneu. Forças semelhantes seriam geradas quando o sentido de rotação de um pneu é invertido, operando em um ângulo de

esterçamento (*slip angle*) pequeno; assim, as forças de *plysteer* são muitas vezes chamadas de *pseudo-slip*.

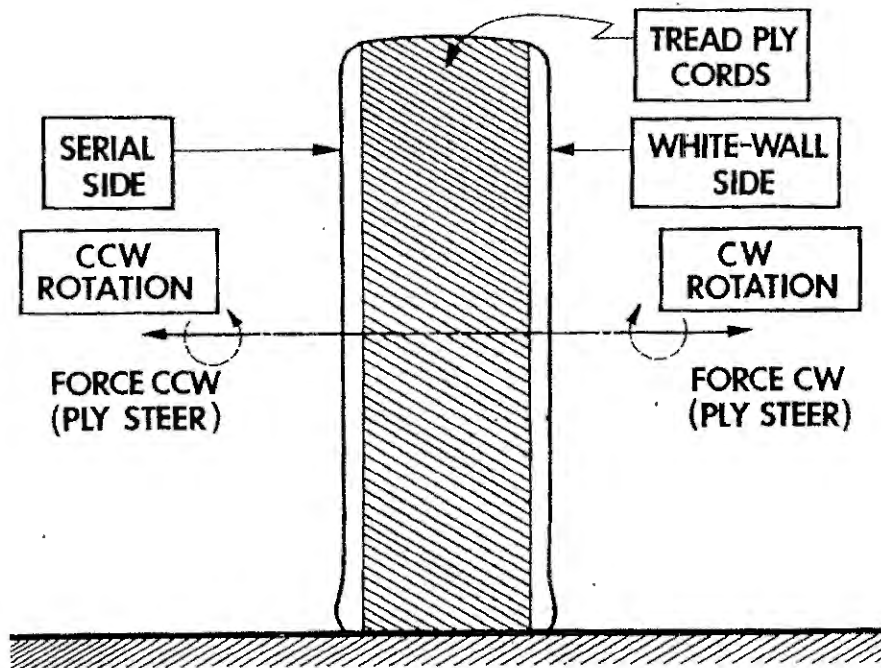


Figura 2: Influência da lona (*ply*) mais periférica na força de *ply steer* (LINDENMUTH, 1974)

- FORÇA LATERAL TOTAL – Todas as forças medidas e decompostas transversalmente ao eixo do rolamento são oriundas da combinação das forças de conicidade e *plysteer*. Uma vez que a direção da força de *plysteer* é dependente do sentido de rotação, enquanto as forças de conicidade são independentes, esperar que a totalidade das forças geradas sejam diferentes para cada sentido de rotação. As forças laterais totais medidas de um pneu representam o mudança da lateral da força (*shift*) ou o nível médio de força produzida por ele. Isso não deve ser confundido com a variação da força lateral produzida pelo pneu chamada de *Lateral Force Variation* (LFV) em medições de uniformidade que são variações cíclicas das forças medidas em um pneu.

- VEHICLE PULL – Veículo “puxando”, também chamado de direção “puxando”, refere-se à condição em que o motorista tem que fazer uma força constante no volante para mantê-lo em linha reta. Pode-se observar que os deslocamentos necessários do volante são geralmente proporcionais ao torque necessário para manter a trajetória desejada. Por outro lado, ao soltarmos o volante, o veículo vai gradualmente alterando o seu curso, a medida que o volante vai voltando à posição centralizada.

Como conclusão de sua obra, (LINDENMUTH, 1974) mostra que conicidade e *plysteer* são forças laterais residuais dos pneus que podem ter magnitude suficiente para produzir efeitos de indesejáveis de tendência direcional, principalmente em veículos equipados com pneus radiais. A conicidade e *plysteer* dos pneus podem ser matematicamente determinados, baseados em medições das forças totais laterais geradas por um pneu quando este for medido em equipamentos de boa precisão.

As forças residuais dos pneus radiais têm maior faixa de valores de conicidade e, às vezes, também apresentam altos níveis de *ply steer*, quando comparamos com pneus diagonais *bias* ou *bias-belted*. Valores de conicidade e *plysteer* podem ser significativamente afetados pelas mudanças na carga e pressão de enchimento, mas não são consideravelmente afetados pela largura do aro. Os valores de *plysteer* dos pneus radiais variam significativamente com alterações na configuração de construção das lonas. A conicidade de um pneu radial tem boa correlação com o grau de descentralização de suas lonas, após a vulcanização do mesmo.

O *pull* do veículo é afetado de forma mais significativa pela direção da resultante das forças de conicidade dos pneus, mesmo que as forças resultantes de *plysteer* estejam no sentido contrário desta, ou seja, quanto maior a resultante no eixo dianteiro causada pela conicidade, maior será o torque que o motorista precisa fazer para manter o veículo em linha reta, independentemente da direção do *plysteer*. Segundo o autor, existem veículos

que, mesmo com a troca dos pneus no eixo dianteiro entre os lados direito e esquerdo e consequente inversão da força resultante, continuam a puxar para um mesmo lado devido à influência das características de alinhamento da suspensão. Essa tendência de puxar para um único lado pode ser, em alguns casos, reduzida ou eliminada, alterando-se o ângulo de *Caster* de um dos lados.

As forças de *plysteer*, embora não sejam a principal causa da direção puxando, podem afetar um pouco o *drift* do veículo o que, normalmente, não é notado pelo motorista. Pneus com diferentes direções de construções das lonas podem afetar a centralização do volante, quando montados em eixos diferentes.

(LINDENMUTH, 1974) termina sua obra falando que a grande maioria dos problemas de *drift/pull* enfrentados pelos consumidores são causados, principalmente, por problemas de alinhamento do veículo e conicidade dos pneus. Quando a inversão dos pneus não altera a direção para o qual o veículo está puxando, então, provavelmente, pode-se suspeitar que existam problemas de alinhamento. Por outro lado, se a inversão dos pneus causar uma inversão na direção da tendência direcional do veículo, devemos, então, suspeitar dos pneus e, se possível, substituí-los para resolver o problema.

Já (TOPPING, 1975) fez um trabalho de relevante importância sobre o a influência dos pneus na tendência direcional de um veículo. Nesse estudo o autor mostra a relação entre a força lateral de pneu, torque de autoalinhamento e geometria do sistema de direção tanto para o fenômeno de *drift* (controle livre) como para *pull* (controle fixo). Para tal, Topping descreve algumas equações para o cálculo da força lateral resultante no eixo dianteiro e faz um breve equacionamento das forças produzidas no eixo traseiro, demonstrando a baixa ou quase nula influência deste eixo nos problemas de tendência direcional.

Suas fórmulas foram comparadas a dados experimentais. A que se mostrou como a melhor correlação com o ângulo de deriva (*drift*) foi a força total no eixo dianteiro, como podemos ver na Figura 3 abaixo:

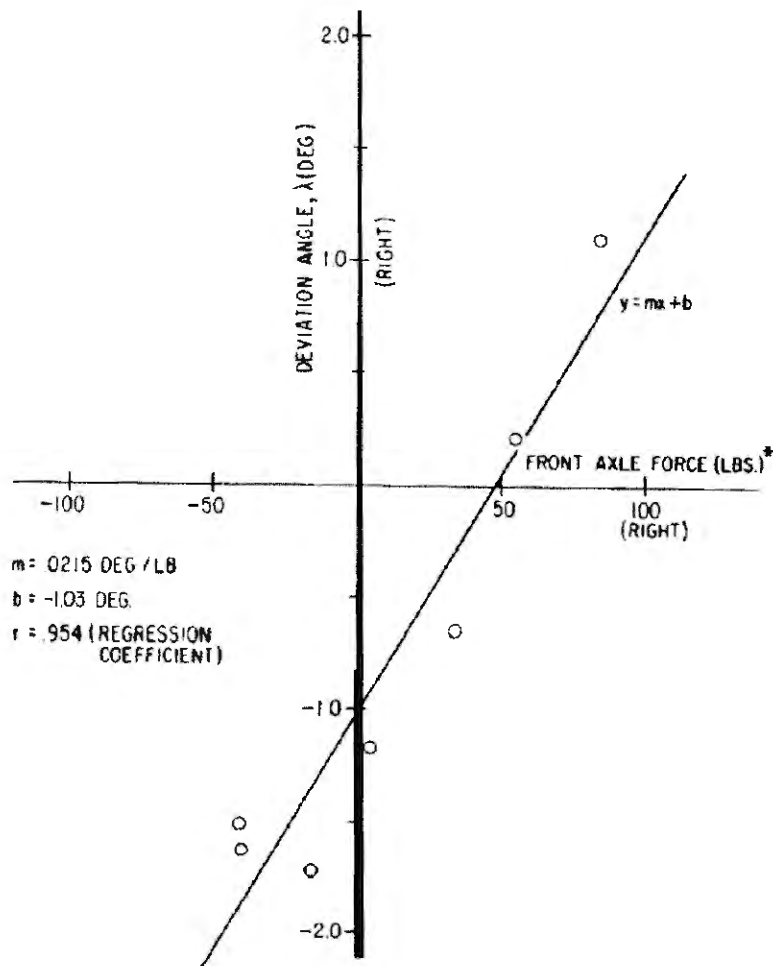


Figura 3: Ângulo de deriva do veículo em função da força no eixo dianteiro (TOPPING, 1975)

O que foi observado também é que a força total no eixo dianteiro tem uma grande correlação com a força de conicidade dos pneus, como podemos observar abaixo na Figura 4:

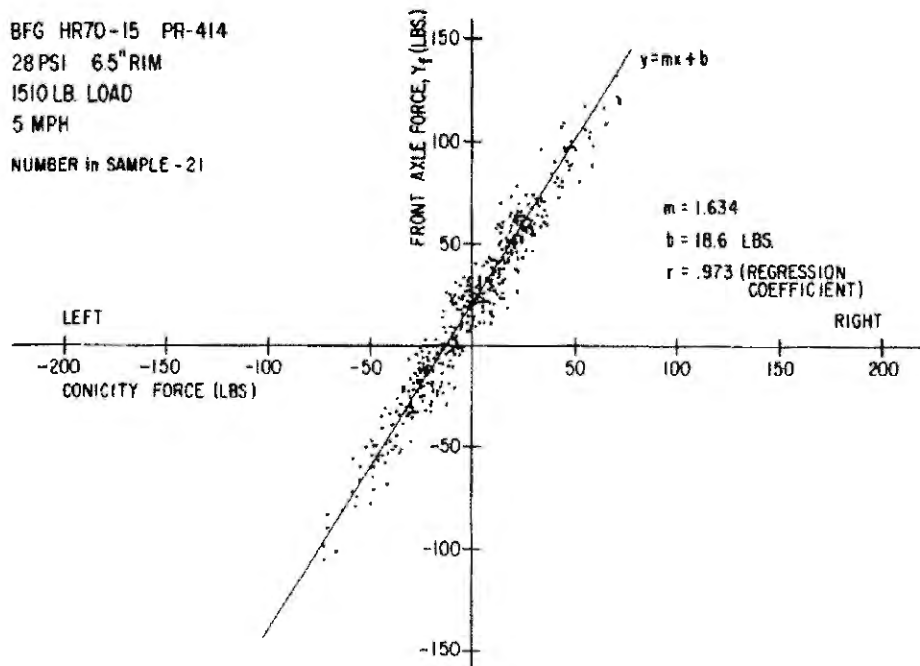


Figura 4: Força no eixo dianteiro em função da força de conicidade dos pneus (TOPPING, 1975)

A análise dos dados da força lateral e do torque de autoalinhamento dos pneus, dentro da teoria desenvolvida no trabalho, mostrou-se como era esperado: a força no eixo dianteiro, baseada na conicidade dos pneus, está fortemente relacionada com o valor esperado para resultante de forças no mesmo eixo. Como podemos ver na Figura 4, a força total de conicidade oriunda e produzida exclusivamente pelos pneus é menor que a força total resultante que atua no eixo dianteiro.

Segundo (TOPPING, 1975), os resultados mostraram que a força de conicidade dos pneus é um bom indicador de problemas de tendência direcional que podem ser induzidos por eles. O autor ressalta ainda que esta conclusão depende não somente da conicidade, mas também da relação entre esta força e o torque de autoalinhamento gerado pela assimetria dos parâmetros da geometria de direção do veículo e pelas características inerentes ao projeto dos pneus.

2.3 Demais fatores que afetam o *Drift* e o *Pull*

Nesta segunda parte da revisão bibliográfica, vamos mostrar alguns trabalhos onde, além dos pneus, a influência dos parâmetros da geometria de direção e suspensão, também é considerada como efeito direto na sensibilidade da tendência direcional. Mostra também como esses fatores afetam o *drift* durante uma frenagem em linha reta de um veículo de passeio.

(YAMADA e HARAGUCHI, 1995) mostraram os fatores envolvidos na tendência direcional de um veículo quando este se encontra em uma pista com inclinação lateral, conforme ilustrado na Figura 5.

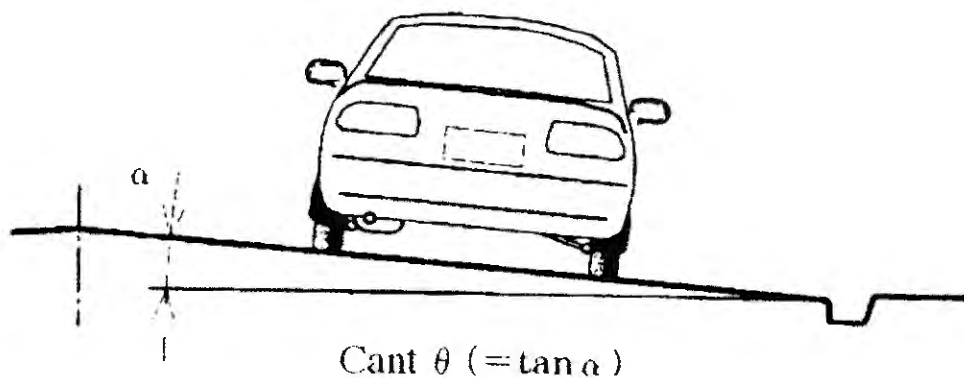


Figura 5: Inclinação da pista para direita (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)

Nesse trabalho, os autores mostram a relação entre as forças geradas pelos pneus e a superfície da estrada com um modelo simplificado da dinâmica do equilíbrio entre os momentos em torno da linha de ação das forças no contato pneu-solo e as forças laterais. As etapas necessárias para obter a magnitude do *drift* do veículo durante a condução com o volante solto são as seguintes:

- 1- Obter todos os momentos oriundos de qualquer força sob as rodas dianteiras.
- 2- Determinar os ângulos de esterçamento *slip angle* dos pneus para cancelar os momentos.
- 3- Obter a força lateral total, adicionando a força lateral devido ao *slip angle* dos pneus, às forças laterais geradas pela conicidade e *ply steer* dos mesmos.

Segundo (YAMADA e HARAGUCHI, 1995), o *drift* do veículo é gerado pelas interações entre a inclinação da pista, pela resultante das forças geradas pela conicidade e *plysteer* dos pneus, chamada pelos autores de NRCF (*Net Residual Conicity Force*) e pelos fatores da geometria da direção *Caster Trail* e *Camber*, como podemos ver na Figura 6, Figura 7 e Figura 8 respectivamente.

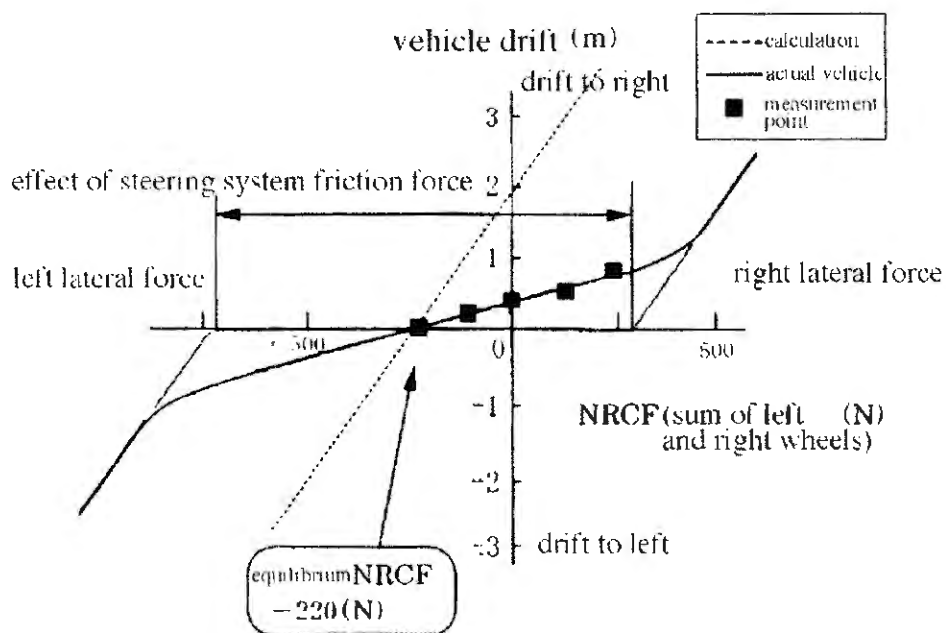


Figura 6: Efeitos das forças residuais (NRCF) no *drift* do veículo (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)

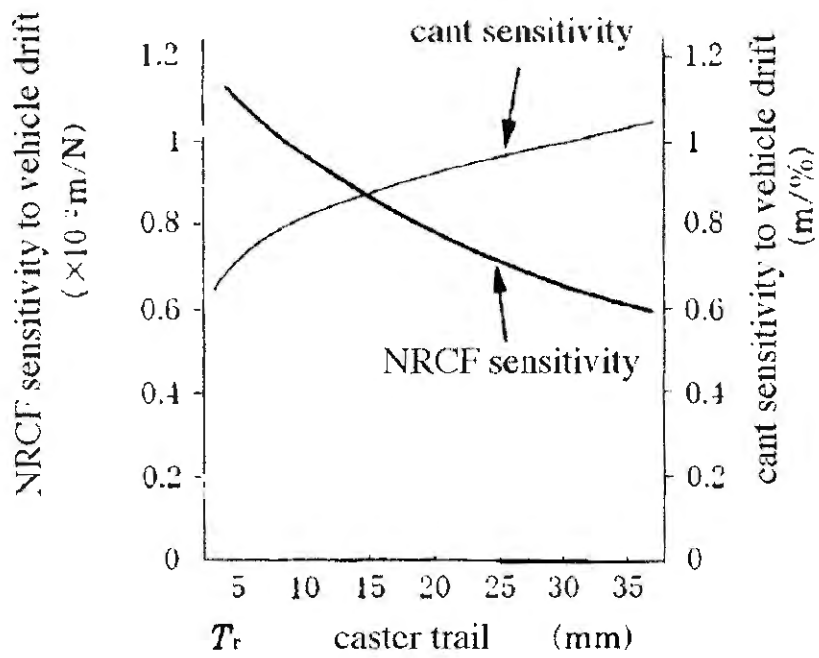


Figura 7: Efeitos do *Caster Trail* no *drift* do veículo (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)

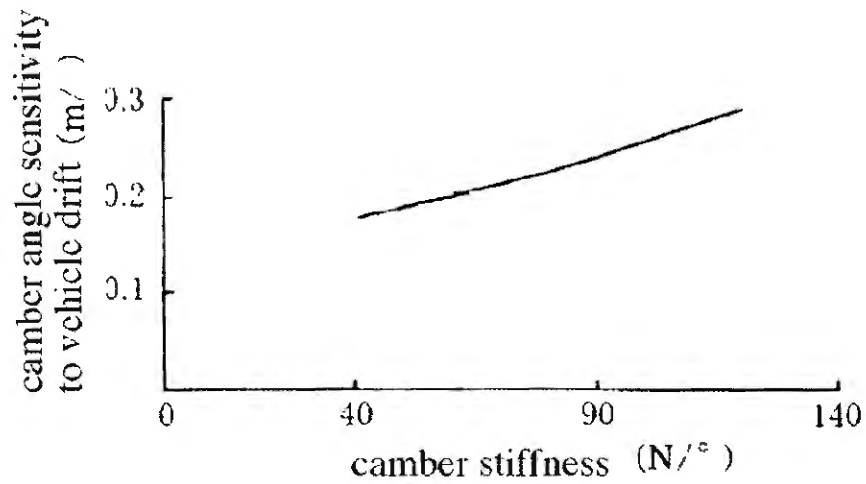


Figura 8: Efeito do *Camber* no *drift* do veículo (YAMADA e HARAGUCHI, 1995)

Como resultado, o cálculo das contribuições dos vários fatores no fenômeno de *drift* tornou-se mais fácil e a atribuição dos valores nominais desses fatores nos estágios de planejamento e projeto tornou-se mais precisa.

No trabalho de (KLAPS e DAY, 2003), os autores mostraram que a principal causa do *drift* durante a frenagem em linha reta é diferença da variação dinâmica entre o lado esquerdo e direito da deformação e deflexão da suspensão e dos componentes do sistema de direção. O meio mais eficaz de controlar qualquer tendência direcional durante uma frenagem é, portanto, garantir que, no projeto do sistema de direção e suspensão, exista uma variação mínima de deflexão da suspensão e deformação da carroceria, tanto estática como dinâmica, entre os lados.

O *drift* durante a frenagem é primariamente um efeito do esterçamento das rodas, em que o movimento das mesmas no eixo longitudinal causa alterações na geometria da direção. A combinação de movimentos das rodas associado ao esterçamento em cada um dos lados tem grande importância. A orientação das rodas também pode afetar, mas, apesar do offset da roda (*scrub radius*) ser um fator significativo, não é esperada uma grande mudança no *drift* durante a frenagem a menos que haja uma mudança substancial do *scrub radius* de negativo para positivo.

Existem vários parâmetros associados ao desempenho dos pneus que poderiam tornar-se significantes, se a orientação das rodas e a geometria da direção se alterassem suficientemente durante a frenagem. Embora não tenham sido investigadas neste trabalho, os autores ressaltam que estudos da literatura mostram a importância dos pneus e que isso deve ser levado em consideração nos trabalhos futuros. Um novo estudo do movimento das rodas e deflexão da suspensão sobre as forças geradas durante a frenagem do veículo real tem sido recomendado e os resultados desse tipo de estudo estão sendo apresentados em uma publicação associada. Essa análise experimental ainda fornecerá um banco de dados significativo para a correlação das previsões feitas através de métodos de simulação por computador.

(KLAPS e DAY, 2003) concluem que, neste caso específico de seu estudo, a bucha traseira do braço de controle da suspensão dianteira mostrou-se como o maior contribuidor para controlar as deflexões da roda no tocante ao *drift* produzido pela frenagem. Reduzindo deformação pelo aumento da rigidez da bucha, atinge-se uma maior robustez ao *drift* para a suspensão do tipo de MacPherson e que o fato de compreender as características de deflexão de outros tipos de suspensão em frenagens um desafio considerável para o engenheiro de design automotivo.

O estudo de (MIRZA, HUSSAIN e DAY, 2006) sobre os principais fatores que afetam o *drift* e *pull* durante uma frenagem, mostra que o *drift* do veículo foi simulado com êxito, e o veículo claramente apresentou uma tendência direcional para o lado esquerdo da estrada tanto para o método de controle fixo *pull* como para controle livre *drift*. Algumas características da suspensão relevantes ao estudo da tendência direcional foram analisadas e mostraram algum efeito sobre o *drift* do veículo. Os ângulos de convergência das rodas em ambos os métodos de controle mostraram que, durante a frenagem, a roda dianteira esquerda tem uma tendência mais divergente que a roda dianteira direita, principalmente no controle fixo. A variação do ângulo de *caster* também contribui para o *drift* do veículo durante a frenagem. Com a ajuda de ferramentas estatísticas, foi confirmado que as buchas do braço de controle *Lower Control Arm* (LCA) da suspensão dianteira são os fatores mais importantes no tocante ao *drift* do veículo. Ambas as rigidezes das buchas do LCA, dianteira e traseira, e uma combinação da variação da posição longitudinal e lateral do coxim que fixa o amortecedor na carroceria, o *top mount*, mostraram efeito significativo na deriva do veículo. Na Tabela 1 e Tabela 2 abaixo, podemos ver o resumo das influências dos fatores tanto para o controle fixo *pull*, como para o controle fixo *drift*.

Factor	Effect
A- Wheel Offset (RHS)	Minor effect
B- Caster Angle (Top mount Hard point location)	Minor effect
C- Caster Angle (Top mount Hard point location) Top Mount Hard point location Y direction	Second most significant factor
D- LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction	Third most significant factor
E- LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction	Most significant factor
A*B - Wheel Offset (RHS)/ Caster Angle (Top mount Hard point location)	Insignificant
A*C - Wheel Offset (RHS)/ Top Mount Hard point location Y direction	Insignificant
A*D - Wheel Offset (RHS)/ LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction	Insignificant
A*E - Wheel Offset (RHS)/ LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction	Insignificant
B*C - Caster Angle (Top mount Hard point location / Top Mount Hard point location Y direction)	Insignificant
B*D - Caster Angle (Top mount Hard point location / LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction)	Insignificant
B*E - Caster Angle (Top mount Hard point location / LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction)	Minor effect
C*D - Top Mount Hard point location Y direction / LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction	Second most significant interaction term
C*E - Top Mount Hard point location Y direction / LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction	Most significant interaction term
D*E - LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction / LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction	Insignificant

Tabela 1: Resumo dos fatores e efeitos na resposta ao pull do veículo (MIRZA, HUSSAIN e DAY, 2006)

Factor	Effect
A- LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction	Most significant factor
B- LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction	Third most significant factor
C- Caster Angle (Top mount Hard point location)	Second most significant factor
D- Top Mount Hard point location Y direction	Insignificant
E- Wheel Offset (RHS)	Insignificant
A*B - LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction / LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction	Second most significant interaction term
A*C - LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction / Caster Angle (Top mount Hard point location)	Most significant interaction term
A*D - LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction / Top Mount Hard point location Y direction	Insignificant
A*E - LCA Front Bushing Stiffness Radial Y direction / Wheel Offset (RHS)	Insignificant
B*C - LCA Rear Bushing Stiffness Radial Y direction / Caster Angle (Top mount Hard point location)	Insignificant

Tabela 2: Resumo dos fatores e efeitos na resposta ao *drift* do veículo (MIRZA, HUSSAIN e DAY, 2006)

Concluindo seu estudo, (MIRZA, HUSSAIN e DAY, 2006) ressaltam ainda que os efeitos das buchas possam ter influência nas alterações de geometria da suspensão quando as rodas se movimentam em relação à carroceria e, portanto, a rigidez da suspensão é um fator importante para o comportamento dinâmico do veículo.

(KUBOTA, YOSHIZAWA e MOURI, 2007) fizeram um estudo sobre a redução da tendência direcional através do uso de um novo algoritmo em um sistema com direção com assistência elétrica (EPS – *Electric Power Steering*) e mostraram que esse distúrbio pode ser cancelado pelo torque do motor elétrico.

Segundo os autores, o fenômeno de tendência direcional é induzido pelas forças de perturbação laterais em regime praticamente constante (*steady-state*) e o mesmo é explicado neste estudo com um modelo simples que trata o problema como equilíbrio entre o torque no eixo de entrada da caixa de direção e as forças laterais que atuam sobre as rodas dianteiras e traseiras do veículo. O trabalho também conclui:

1) Estando o veículo em uma estrada e trafegando em linha reta, o ângulo de direção da carroceria (*body sideslip*) e o *slip angle* dos pneus traseiros de um veículo puxando são determinados exclusivamente pelas forças laterais atuando sob as rodas traseiras e o *cornering stiffness* dos pneus. O *slip angle* das rodas dianteiras é determinada exclusivamente pelas forças laterais atuando sob as rodas dianteiras e o *cornering stiffness* de seus respectivos pneus.

2) O ângulo do volante, necessário para manter um veículo em linha reta, é uma função das forças laterais de perturbação nas rodas dianteiras e traseiras e seus respectivos *cornering stiffness*. Já o torque no volante, necessário para manter um veículo em linha reta, é a soma das forças laterais de perturbação nas rodas dianteiras e do torque no eixo de entrada da caixa de direção.

O trabalho de (KUBOTA, YOSHIZAWA e MOURI, 2007) demonstra que o torque no volante de direção necessário para manter o veículo em linha reta pode ser estimado com alta precisão, usando o método de probabilidade máxima. Nessa estimativa, o torque aplicado no volante para evitar o *drift* pode ser considerado uma variável estocástica e, seu modelo, presume-se ter uma distribuição normal, como podemos ver na Figura 9. O motor elétrico do

sistema de direção (EPS) foi usado para aplicar o torque no sistema que corresponde ao valor estimado do torque na direção. Finalizando, foi demonstrado também que esse método reduz o *pull* no volante e também o *drift* do veículo quando o motorista retira ambas as mãos do volante.

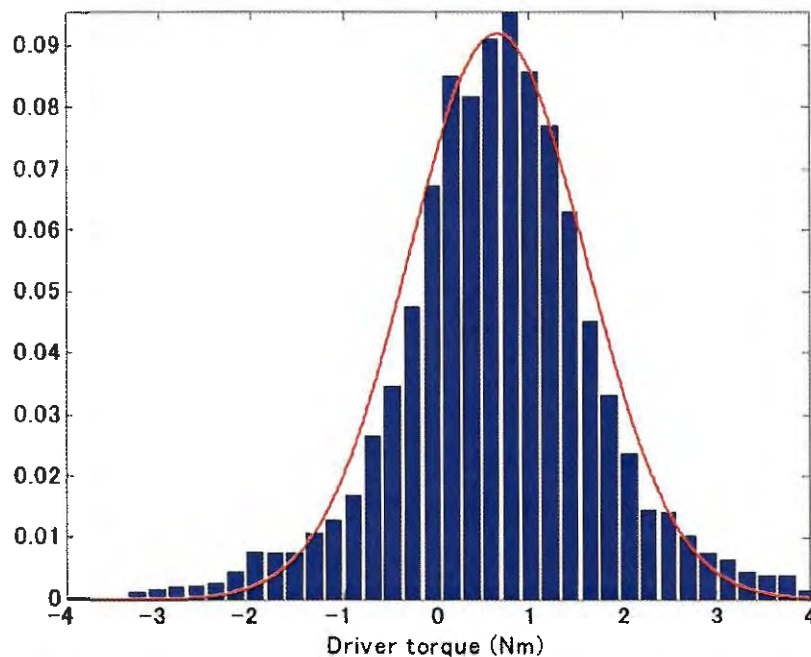


Figura 9: Distribuição da frequência do torque do volante para manter um veículo em linha reta (KUBOTA, YOSHIZAWA e MOURI, 2007)

(CHO, PARK e OH, 2007) fizeram um trabalho sobre análise de sensibilidade ao *drift* e *pull* causado pela assimetria de alguns parâmetros do veículo como carroceria, módulo *strut* da suspensão dianteira do tipo Mcpherson e dos pneus, como ply steer (PRAT) e conicidade. Nesta obra, os autores concluíram que:

- 1) Foi possível obter uma boa correlação entre os resultados experimentais de *drift* e *pull*, mostrando uma relação linear entre eles;

- 2) As tolerâncias de montagem do Chassis devem ser feitas de modo que seja uma combinação da sensibilidade da montagem em relação à sua contribuição nos resultados de *drift* ;
- 3) Foi notado que a linha de ação das molas do *strut* tem uma influência na tendência direcional e, por isso, é recomendado minimizar qualquer assimetria das molas entre os lados da suspensão dianteira.

Já (KIM B., KIM J. e KIM S., 2008), fizeram um estudo sobre o modelamento e a avaliação dos parâmetros da suspensão, atrito, coxins do motor e posição do centro de gravidade (C.G.) de um veículo em um ambiente de simulação dinâmica de mult corpos, no caso o software comercial ADAMS/CAR, para investigar o *drift* do veículo durante aceleração e frenagem em linha reta. Os autores concluíram que:

- 1) Em aceleração a rigidez do semieixo do motor é o fator que mais afeta a deriva do veículo. A variação da altura de *Ride* e a posição dos coxins do motor também contribuem para o *drift* durante a aceleração. Alguns parâmetros de suspensão como a porcentagem de *anti-lift*, convergência das rodas dianteiras e amortecedores também são fatores importantes.
- 2) Em frenagem é notado que a condição de carregamento que é determinada pelo número de passageiros, é o fator mais importante. Comparado na condição de uma pessoa, o *drift* se altera como altera também o C.G. como duas pessoas, de modo que o *drift* à direita é reduzido quando comparado com a condição de apenas uma pessoa.

(KIM B., KIM J. e KIM S., 2008), usaram o modelo desenvolvido, para simulação de *drift* em velocidade constante e concluíram que, nessa condição, a inclinação lateral da estrada, o *caster trail*, o PRAT e os ângulos de *camber* e *caster* são os fatores mais importantes para o *drift* do veículo.

Em seu trabalho, (KOYAMA e MATSUNAGA, 2009) discorrem sobre um método de controle de um veículo equipado com sistema de direção com assistência elétrica (EPS), Figura 10, para reduzir o *drift* do veículo quando este se encontra trafegando em um que foi piso deformado e ou desgastado, principalmente, pela passagem de caminhões pesados. Na Figura 11, os autores mostram esse efeito em uma pista de neve compactada.

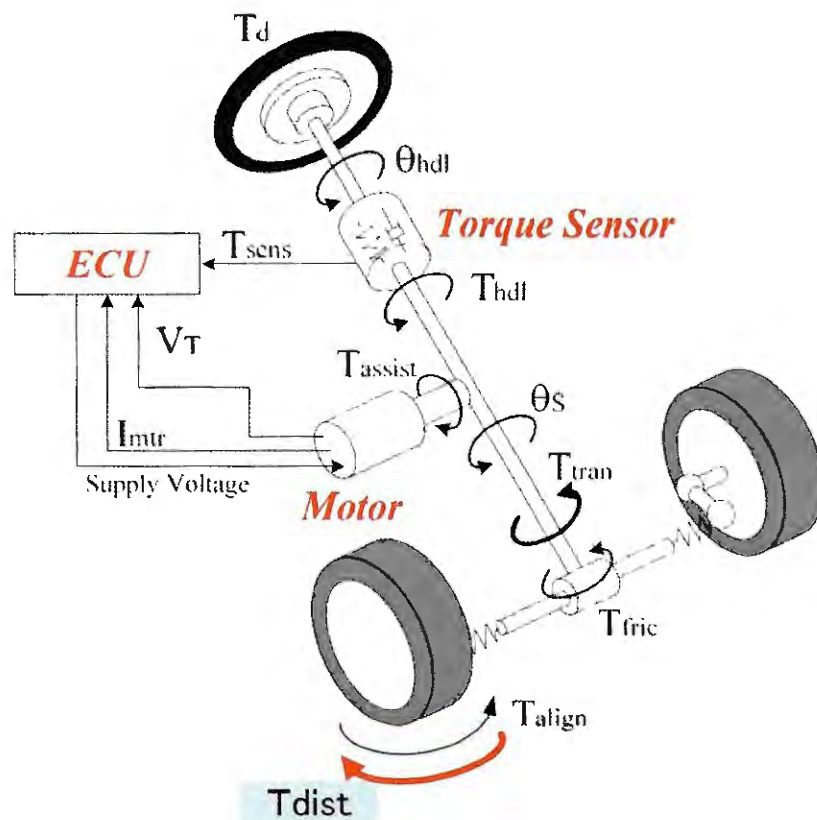


Figura 10: Sistema de direção elétrica (EPS) (KOYAMA e MATSUNAGA, 2009)

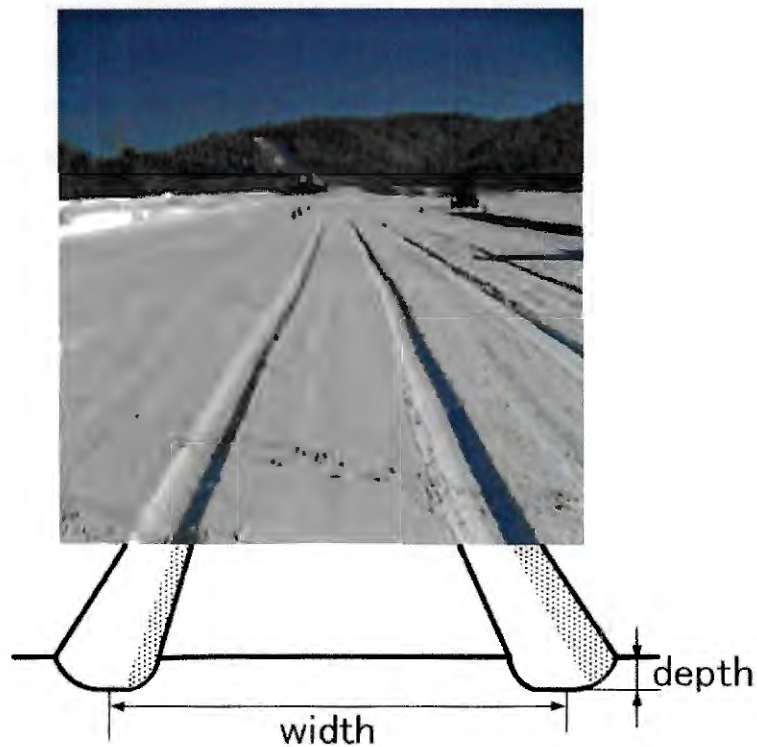


Figura 11: Vista em corte transversal de uma pista de neve compactada de forma irregular (KOYAMA e MATSUNAGA, 2009)

(KOYAMA e MATSUNAGA, 2009), após a realização desse trabalho, concluíram que é possível a criação de um algoritmo de controle do EPS para reduzir o *pull* do veículo, sem nenhum efeito negativo na manobrabilidade para o motorista, pois o sistema é capaz de detectar o distúrbio no torque causado pela irregularidade da pista. Os autores também mostraram que, em um experimento usando um simulador de forças atuando diretamente na cremalheira da caixa de direção, o algoritmo de controle proposto reduz o efeito da direção puxando (*pull*) em aproximadamente 45%, quando comparado ao controle convencional. Esse efeito da redução do *pull* também foi verificado no veículo completo, em testes realizados em uma pista irregular.

Capítulo 3

3 Revisão teórica

Primeiramente vamos rever alguns conceitos básicos relacionados à geometria de suspensão que são importantes para o entendimento do comportamento dinâmico de um veículo e são, muitos deles, fatores que afetam diretamente a tendência direcional. Cada parâmetro apresentado resulta em características específicas de comportamento e serão explicados nesta obra, pois a interação entre eles afeta o comportamento dinâmico do veículo.

3.1 Terminologia

Na Figura 12 e na Figura 13, podemos ver os diversos parâmetros relacionados à geometria da suspensão e da direção de um veículo que serão detalhados a seguir.

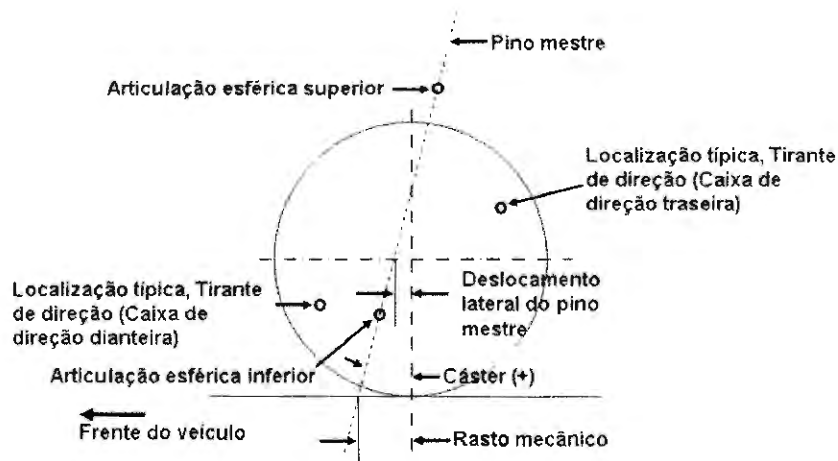


Figura 12: Vista lateral da geometria da suspensão e direção (MARTINS, 2010)

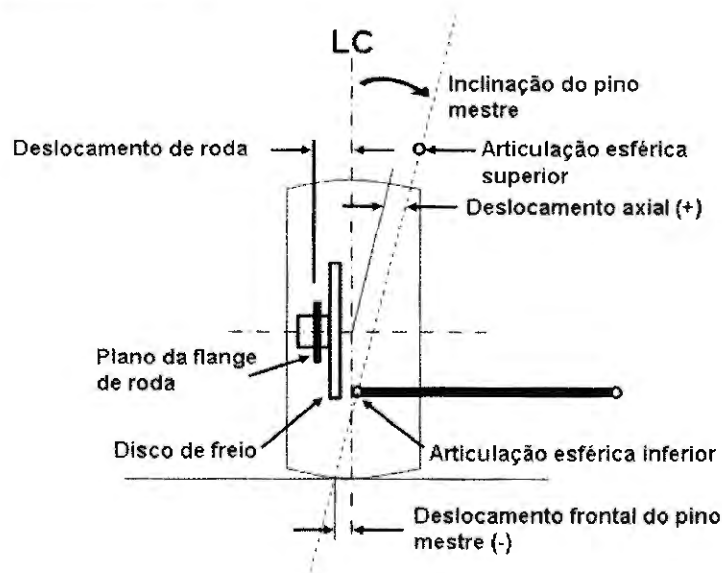


Figura 13: Vista frontal da geometria da suspensão e direção (MARTINS, 2010)

3.1.1 King pin (pino mestre)

Pino mestre é o eixo de rotação do esterçamento das rodas. É definido por uma linha que passa pelos centros de articulação superior e inferior da manga de eixo, em vista frontal. Esse ângulo define outros dois parâmetros importantes: o *scrub radius* e o deslocamento axial, que serão descritos posteriormente.

Em vista lateral, o ângulo definido pelo pino mestre é o ângulo de *caster*. Nessa vista, são definidos mais dois parâmetros: o deslocamento lateral do pino mestre e o *caster trail* (rasto mecânico).

3.1.2 Scrub radius (deslocamento frontal do pino mestre)

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

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

3.1.3 Deslocamento axial do king pin

É a distância horizontal do centro do pneu ao eixo do *king pin*, na vista frontal. Se os valores são positivos, como acontece na quase totalidade dos veículos de passeio, a frente do veículo se levanta levemente no momento do

esterçamento. Isso ajuda no retorno de volante para manobras de baixa velocidade (em torno de 10 km/h).

3.1.4 Deslocamento lateral do *king pin*

Distância horizontal do centro do pneu ao eixo do *king pin*, em vista lateral, muito comum em veículos com duas rodas. Alterando o valor do deslocamento do pino mestre, é possível alterar o torque de autoalinhamento gerado pelo *caster*. Dessa forma, é possível ter altos valores de *caster* sem o aumento exagerado do torque autoalinhante.

3.1.5 *Caster trail* (rasto mecânico)

Distância projetada no solo entre o *king pin* e o centro do pneu, em vista lateral. O *caster trail* gera uma força de autoalinhamento na direção e é diretamente proporcional à força no volante da direção.

3.1.6 Ângulo de *camber*

Ângulo entre o plano da roda e a vertical, em uma vista frontal ou traseira. Como pode ser visto na Figura 14, *camber* positivo é quando a parte superior do pneu está mais para fora do carro que a parte inferior.

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

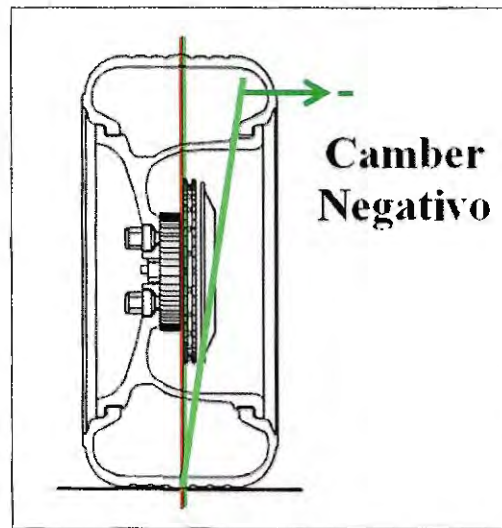


Figura 14: Ângulo de *camber*

3.1.7 Convergência e divergência

O ângulo entre a linha de centro do veículo e a linha de centro da roda, vistos de cima, será positivo se o prolongamento das linhas de centro se cruzar na frente do veículo e, nesse caso, será chamado de convergência. Por outro lado, será negativo se o prolongamento das linhas se cruzarem atrás do veículo e será chamado de divergência. Esse conceito pode ser visto na Figura 15. Valores excessivos acarretam desgaste prematuro dos pneus. A convergência pode melhorar a estabilidade direcional e reduzir a tendência de trepidação das rodas.

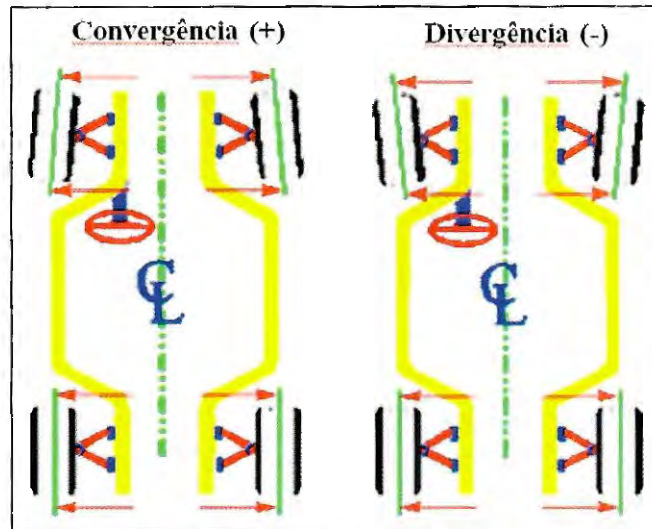


Figura 15: Ângulos de convergência e divergência

3.1.8 Caster

Caster é o ângulo, em vista lateral, formado entre o *king pin* e a vertical, como pode ser visto na Figura 16. É considerado positivo quando a parte superior de fixação do *strut* na carroceria está inclinada para trás do veículo e negativo quando está inclinada para frente do veículo. Durante o esterço, o *caster* faz com que a frente do veículo suba e desça, entretanto, enquanto um lado sobe o outro desce. Isso acaba ocasionando uma diferença das forças normais sobre cada roda e, conseqüentemente, deixa o veículo com o peso cruzado (forças normais maiores em uma roda dianteira e outra traseira diagonalmente oposta).

O *caster* é um dos parâmetros que mais influencia na obtenção de uma melhor estabilidade direcional. A estabilidade direcional é a habilidade que um veículo possui em andar em linha reta, com a mínima correção de esterçamento feita pelo condutor.

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

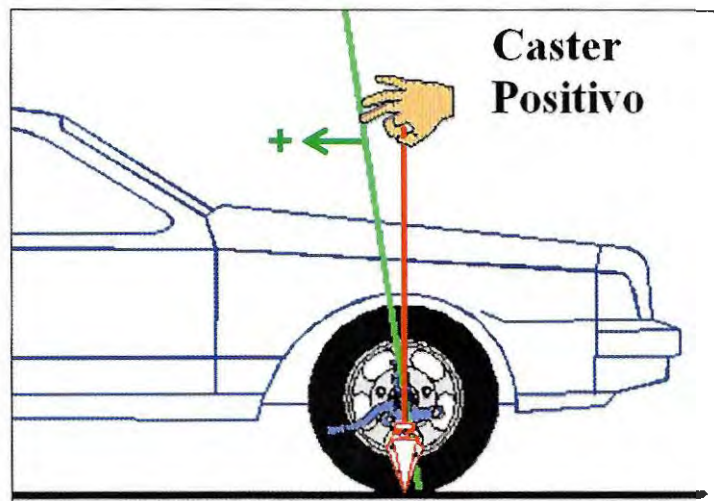


Figura 16: Ângulo de *Caster*

3.2 Pneus

As forças de aceleração de um veículo no plano horizontal são originadas principalmente nos pneus. O entendimento do comportamento dos pneus é a chave para atingir os maiores diagramas "g-g" (MILLIKEN W. e MILLIKEN D., 1995).

3.2.1 Impressão do pneu no solo e aderência

A impressão do pneu no solo ou área de contato é a área em que os elementos de borracha do pneu estão em contato com o solo. Os elementos de borracha na área de contato ou estão aderidos ao solo ou estão escorregando no solo (MILLIKEN W. e MILLIKEN D., 1995)

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

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

Na Figura 17, a seguir, podemos ver as forças, torques e ângulos que agem nos pneus de acordo com a orientação padronizada pela SAE (GILLESPIE, 1992). Tais propriedades são descritas nos itens seguintes.

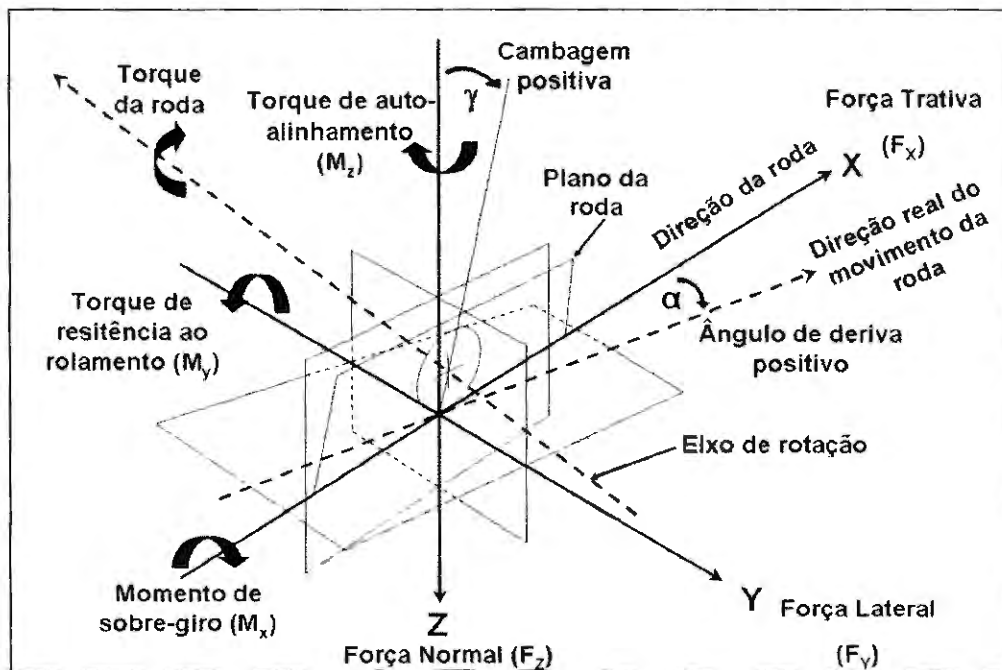


Figura 17: Sistema de coordenadas da SAE (GILLESPIE, 1992)

3.2.2 Propriedades de esterçamento

As funções mais importantes que um pneu deve ter são:

- 1) Desenvolver forças laterais necessárias para que se possa controlar a direção do veículo;
- 2) Gerar aceleração lateral em curvas ou em mudanças de faixa da pista;
- 3) Resistir a forças externas como rajadas de vento e inclinação lateral do pavimento (GILLESPIE, 1992).

3.2.2.1 Slip angle (ângulo de deriva)

Ao submeter um pneu a forças laterais durante o rolamento, o pneu escorrega para o lado. Um ângulo é gerado entre a direção que a roda aponta

e a direção da trajetória. Este ângulo é conhecido como *slip angle* ou ângulo de deriva. Para ajudar a compreensão do mecanismo que acaba gerando o ângulo de deriva, tem-se a Figura 18, que é uma imagem esquemática simplificada do comportamento do pneu (GILLESPIE, 1992).

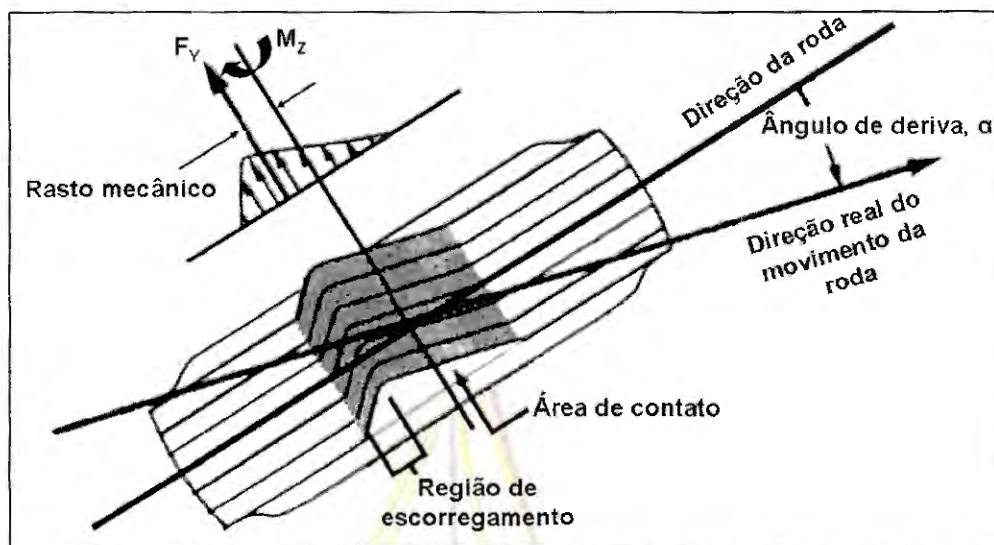


Figura 18: *Slip angle* e deformação de um pneu girando sob a ação de uma força lateral (GILLESPIE, 1992)

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

A integração das forças sobre a área de contato gera uma resultante de força lateral com o ponto de aplicação no centroide da área de contato. A assimetria das forças geradas na área de contato cria uma força resultante, deslocada do centro do pneu a uma distância conhecida como *caster trail*. Pela

convenção da SAE, a força lateral deve ser representada no centro da área de contato pneu-solo, por isso, nessa posição, a resultante é a força lateral, F_y , e o torque de autoalinhamento, M_z . O valor do torque de autoalinhamento é igual ao produto da força lateral com o rasto mecânico.

O mecanismo descrito não é um fenômeno instantâneo, atrasando a progressão do ângulo de deriva por causa da necessidade da deflexão lateral dos pneus, também chamado de *relaxation length*, como se pode ver na Figura 19 (GILLESPIE, 1992). Esse atraso está altamente relacionado à rotação do pneu e, normalmente, leva meia ou uma volta do pneu para efetivamente atingir uma condição de força em regime permanente. Este fenômeno é observado em baixas velocidades quando é aplicado, rapidamente, um esterçamento considerável no volante do veículo.

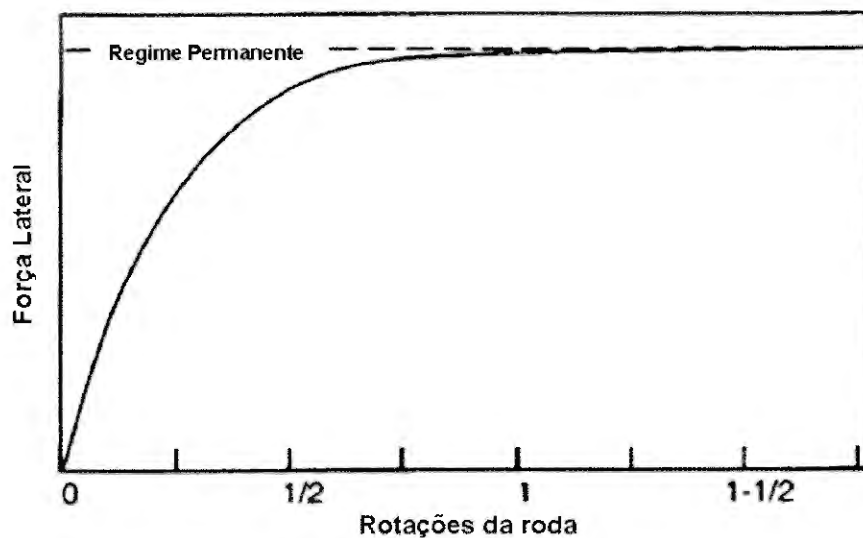


Figura 19: Atraso na resposta da força lateral em função da rotação da roda - *relaxation length* (GILLESPIE, 1992)

Ao esterçar o volante, é necessária pelo menos meia volta do pneu para que haja deflexão lateral e, conseqüentemente, força lateral. Esse atraso é chamado de comprimento de acomodamento ou *relaxation length* e pode ser

medido durante a perda de força em curvas, quando o pneu está operando em solo rugoso que resulta em grandes variações das forças verticais.

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

Mais comumente, o que se espera da força lateral durante o rolamento do pneu é caracterizado apenas em regime permanente (forças normais e ângulos de deriva constantes). A relação entre o ângulo de deriva e força lateral pode ser levantada experimentalmente e é exemplificada na Figura 20 (GILLESPIE, 1992), a seguir.

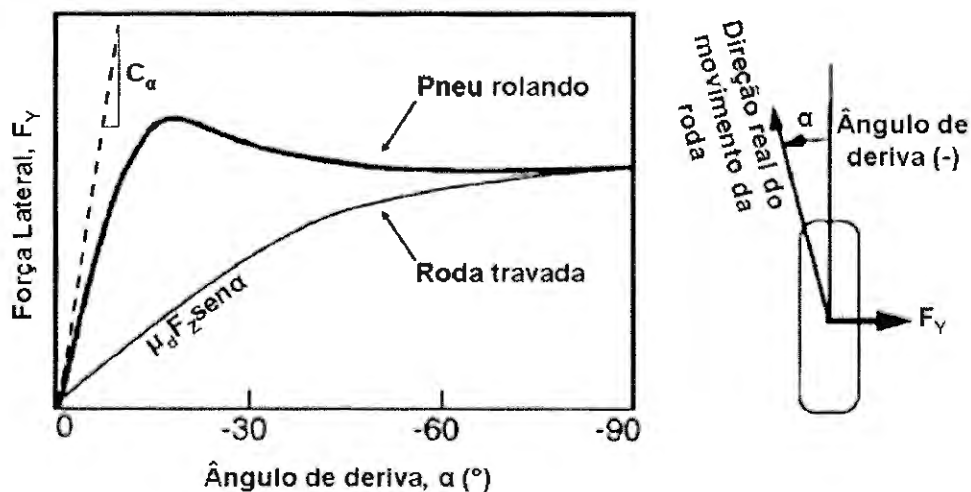


Figura 20: Propriedades da força lateral no pneu (GILLESPIE, 1992)

Na Figura 20 tem-se:

μ_d – Coeficiente de atrito dinâmico

C_α – Rigidez ao esterçamento [N/°]

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

Onde:

μ_e – Coeficiente de atrito estático

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

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

As propriedades dos pneus em curva em função da carga e do ângulo de deriva são exemplificadas na Figura 21 (GILLESPIE, 1992).

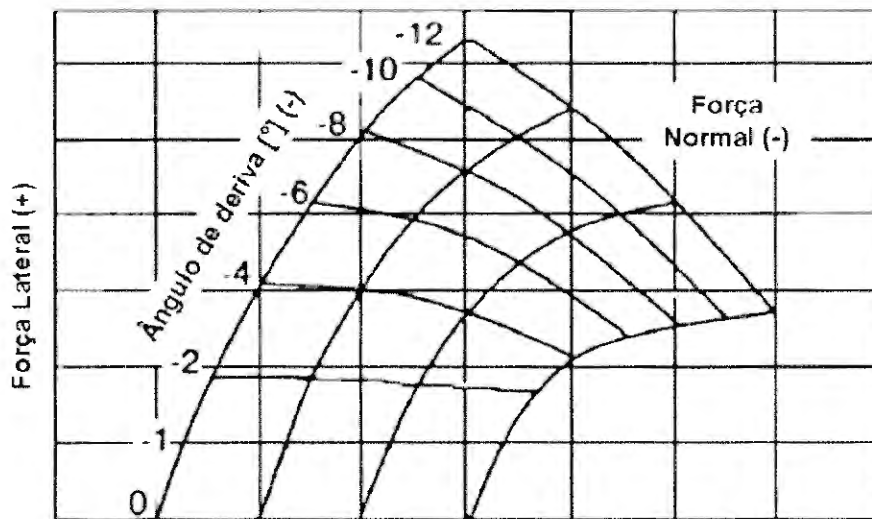


Figura 21: Força lateral versus ângulo de deriva variando com a carga normal (GILLESPIE, 1992)

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

A rigidez ao esterçamento é influenciada por uma série de variáveis. São elas: medidas e tipo do pneu, cargas, pressão de enchimento, desenho do pneu entre outros (MARTINS, 2010).

3.2.3 Forças geradas pelo *camber*

Outra forma de gerar força lateral em um pneu vem da rolagem em função do aumento do ângulo de *camber*, quando, uma força conhecida como força da cambagem é produzida. O ângulo de inclinação é definido a partir da

perpendicular do plano do solo, os valores positivos correspondem à orientação com o topo da roda inclinada para dentro do veículo.

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

$$C_Y = \left. \frac{\delta F_r}{\delta \gamma} \right|_{\gamma=0}$$

Onde:

C_Y – Rigidez à cambagem [N/°]

γ – Ângulo de cambagem [°]

Em valores absolutos, a rigidez à cambagem é normalmente de 10% a 20% da rigidez ao esterçamento. Pode ser visto na Figura 22 um exemplo de um gráfico da força lateral em função da cambagem e carga para um veículo de passageiros (GILLESPIE, 1992).

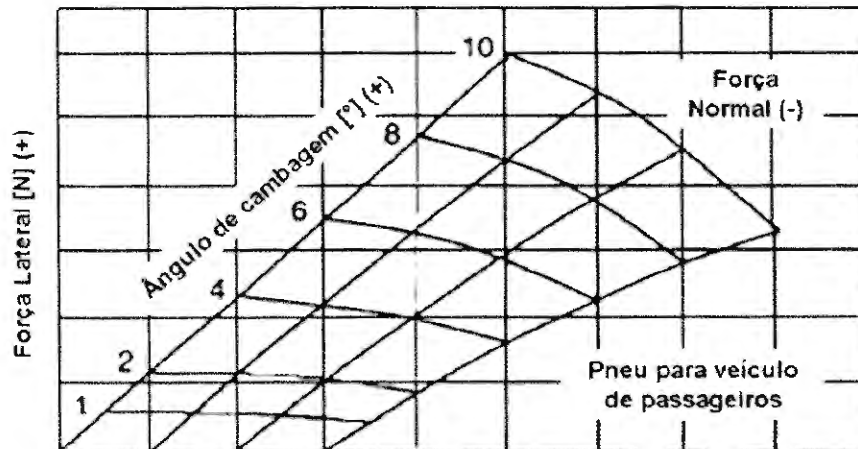


Figura 22: Força lateral versus ângulo de cambagem variando com a carga normal (GILLESPIE, 1992)

3.2.4 Força Lateral

A força lateral surge devido a reações entre o pneu e o solo. Maiores acelerações laterais ocorrerão apenas se maiores forças laterais forem atingidas, e isso só ocorre se houver um melhor aproveitamento do pneu, como mostram os gráficos nas Figura 21 e Figura 22.

“O veículo faz curva devido às forças laterais que são aplicadas ao pneu” (MILLIKEN W. e MILLIKEN D., 1995)

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

3.2.5 Força Longitudinal

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

A força longitudinal é a componente que surge devido às acelerações longitudinais, tanto na arrancada como na frenagem, bem como, devido a resistência ao rolamento do pneu.

3.2.6 Força Normal

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

3.2.7 Momento de sobregiro

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

3.2.8 Torque de resistência ao rolamento

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

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

3.2.9 Torque de autoalinhamento

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

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

Capítulo 4

4 Método de Monte Carlo

4.1 História

Em 1946, enquanto se recuperava de uma encefalite, o matemático Stanislaw Ulam (matemático Polonês, conhecido por projetar a bomba de hidrogênio com Edward Teller, 1951) jogava paciência e a questão que surgiu naquele momento foi: "Quais são as chances de que em um *solitaire Canfield* estabelecido com 52 cartões saia um sucesso?". Ele tentou calcular as probabilidades do jogo usando análise combinatória, mas depois de gastar bastante tempo fazendo cálculos, percebeu que uma alternativa mais prática seria simplesmente realizar inúmeras jogadas (por exemplo, cem, ou mil) e contar quantas vezes cada resultado ocorria (UFSCAR, 2009).



Figura 23: Stanislaw Ulam, Richard Feynman e John von Neuman (UFSCAR, 2009)

Sendo matemático, Ulam sabia que técnicas de amostragem estatística não estavam sendo muito usadas por envolverem cálculos extremamente demorados, tediosos e sujeitos a erros. Entretanto nessa época ficara pronto o primeiro computador eletrônico, desenvolvido durante a segunda guerra mundial, o ENIAC (Electronic Numerical Integrator And Computer), por J.P. Eckert e J.W. Mauchly na Universidade da Pensilvânia, EUA. Antes dele usavam-se dispositivos mecânicos para fazer cálculos. A versatilidade e rapidez do ENIAC, sem precedentes para a época, impressionaram Ulam, que sugeriu a John Neuman o uso de métodos de amostragem estatística para solucionar o problema da difusão de nêutrons em material sujeito à fissão nuclear. A ideia, contudo, era mais velha! Segrè relata: "Eu sei que Fermi tinha inventado, mas não designado o método de Monte Carlo quando, ainda em Roma, investigava a moderação de nêutrons. Nada publicou sobre o assunto, mas usou o método para resolver muitos problemas, recorrendo a quaisquer instrumentos de cálculo disponíveis; em particular, a uma pequena máquina de somar mecânica". Curiosamente, em 1947, enquanto o ENIAC esteve desativado, durante a sua transferência para a Universidade de Aberdeen, Maryland, Enrico Fermi inventou e construiu com P.King um pequeno computador analógico para realizar cálculos sobre a difusão de nêutrons.

O surgimento do nome Monte Carlo deve-se a Nicholas Metropolis que sugeriu esse nome, inspirado em um tio de Ulam que sempre pegava dinheiro emprestado com parentes para ir jogar em Monte Carlo.

A contribuição de Ulam foi a de reconhecer o potencial dos computadores eletrônicos recém-inventados para automatizar as amostragens. Junto com John Von Neuman e Nicholas Metrópolis no “Projeto Manhattan”, na II Guerra Mundial, desenvolveu algoritmos para a implementação do método. Ulam e Metrópolis publicaram o primeiro artigo sobre o Método de Monte Carlo somente em 1949.

A abordagem estatística que Stan Ulam sugeriu a John Neumann permitiu a estimativa da taxa de multiplicação de nêutrons nas armas nucleares, que estavam sendo desenvolvidas na época. Hoje métodos de Monte Carlo são utilizados como ferramenta no auxílio à pesquisa nos mais variados campos, entre os quais podemos citar desenho de reator nuclear, cromodinâmica quântica, terapia de câncer por radiação, fluxo de tráfego, evolução estelar, sistemas de muitos corpos interagentes e econometria (UFSCAR, 2009).

4.2 Metodologia

O Método de Monte Carlo (MMC) é um método estatístico utilizado em simulações estocásticas com diversas aplicações em áreas como a física, matemática e biologia (FERNANDES e DUARTE, 2008).

Para construir o conceito do método de Monte Carlo, é necessário explicar as regras de transformação para funções de densidade de probabilidade (pdfs). Dado uma pdf $f(x)$, é definida uma nova variável $y=y(x)$, onde o objetivo é encontrar a pdf da $g(y)$ que descreve a probabilidade de que a variável aleatória y ocorra.

Em primeiro lugar, é preciso restringir a transformação $y = y(x)$ para ser uma transformação única, porque deve haver uma relação de 1 para 1 entre x e y para ser capaz de afirmar que um determinado valor de x inequivocamente corresponde a um valor de y . Em outras palavras, a transformação deve ser monotônica crescente ou monotônica decrescente, uma vez que qualquer outro comportamento resultaria em uma função com valor de múltiplos $y(x)$.

Primeiramente, deve-se assumir que a transformação $y(x)$ é monotônica crescente, o que resulta em $dy/dx > 0$ para todos os x . Fisicamente, a transformação matemática deve conservar a probabilidade, isto é, a probabilidade da variável aleatória x' ocorra em dx sobre x deve ser o mesmo que a probabilidade do y' ocorra em dy sobre y ... Assim, por definição de pdf's $f(x)$ e $g(y)$:

$$f(x)dx = \text{Prob}(x \leq x' \leq x + dx)$$

$$g(y)dy = \text{Prob}(y \leq y' \leq y + dy)$$

A transformação física implica que estas probabilidades devam ser iguais.

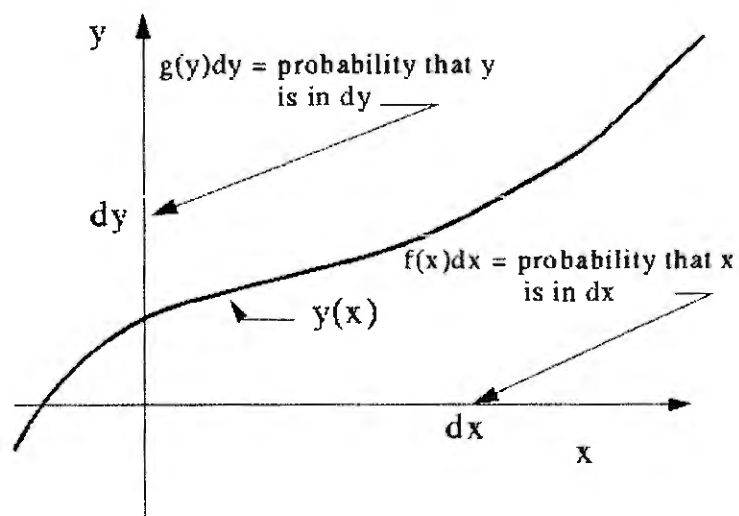


Figura 24: Igualdade das probabilidades diferenciais (FERNANDES e DUARTE, 2008)

A igualdade destas probabilidades diferenciais produz:

$$f(x)dx = g(y)dy$$

e então

$$g(y) = \frac{f(x)}{dy/dx}$$

Para transformações monotônicas decrescentes, é simples mostrar que:

$$g(y) = \frac{f(x)}{-dy/dx}$$

Combinar os dois casos leva à seguinte simples regra para transformar a pdf:

$$g(y) = \frac{f(x)}{|dy/dx|}$$

No entanto, a transformação mais importante, quando o método de Monte Carlo é aplicado, ocorre quando $y(x)$ é a função de distribuição cumulativa, ou cdf:

$$y(x) = F(x) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x') dx'$$

Nesse caso, temos $\frac{dy}{dx} = f(x)$, e encontra-se um resultado importante

em que a pdf para a transformação é dada por:

$$g(y) = 1, 0 \leq y \leq 1$$

Em outras palavras, a cdf é sempre uniformemente distribuída em $[0, 1]$, independentemente do pdf. Qualquer valor para a cdf é igualmente provável no intervalo $[0, 1]$.

Uma vez que a variável aleatória x e a cdf $F(x)$ é uma transformação de um para um, pode-se obter a mostra x pela amostragem $y = F(x)$ e, em seguida, obter x por inversão de $F(x)$. Uma vez que $g(y)$ é uniformemente distribuída em $[0, 1]$, simplesmente usa-se um gerador de números aleatórios uniformemente distribuído entre 0 e 1, e pode-se gerar uma amostra de α a partir da cdf $F(x)$. Então, o valor de x é determinado pela inversão $x = F^{-1}(\alpha)$.

Essa inversão nem sempre é possível, mas em muitos casos importantes, a inversão é de fácil obtenção.

Na prática, é preciso obter um valor de um processo que segue uma curva de Gauss, é apenas uma questão de amostra de um número α em uma distribuição uniforme. Assim, a probabilidade de um valor pode ser obtida através da área da pdf. Essa área $A = F(\alpha)$ deve ser a mesma área abaixo da curva de Gauss tendo como um limite o valor de x , que é o valor amostrado no

âmbito de um processo normal. A Figura 25 e Figura 26 ilustram esse processo.

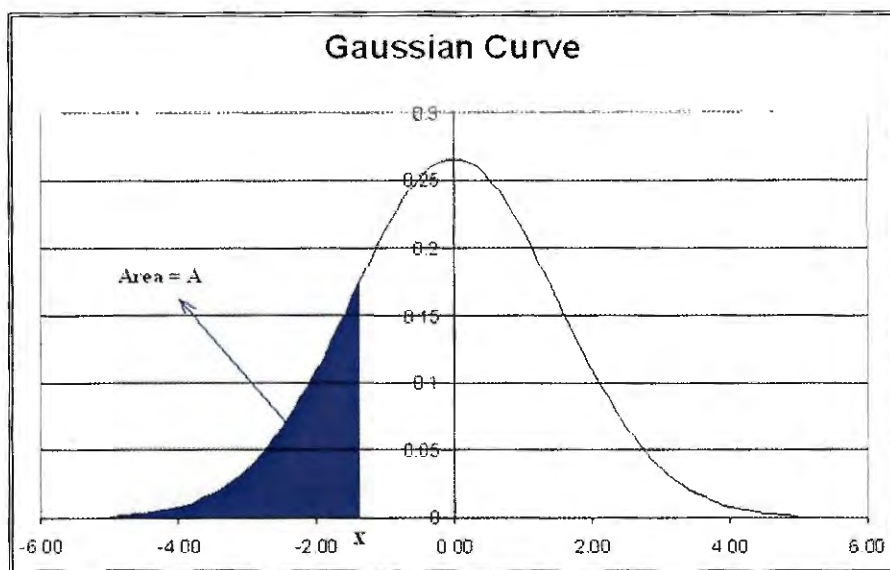


Figura 25: Curva de Gauss (FERNANDES e DUARTE, 2008)

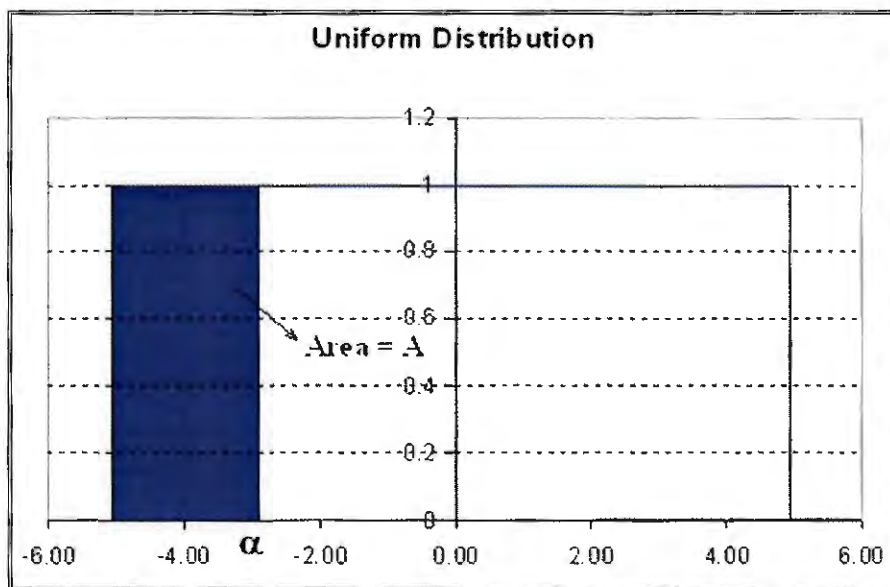


Figura 26: Método de Monte Carlo (FERNANDES e DUARTE, 2008)

Uma das vantagens do método de Monte Carlo é rápida convergência, especialmente em sistemas multivariáveis. Pelo método de combinação simples, para alcançarmos certa precisão, o número de simulações deve crescer exponencialmente com o número de variáveis. Em outras palavras, se é necessário combinar várias entradas, o número de simulações cresce mais rapidamente para alcançar a precisão necessária. Já pelo método de Monte Carlo, é possível provar, através do Teorema do Limite Central que a convergência aumenta na razão $\frac{1}{N^{1/2}}$, independentemente do número de variáveis de entrada. Em outras palavras, para que haja um nível de confiança de 95%, por exemplo, necessita-se a realização de aproximadamente 400 experimentos ou simulações. Esse recurso representa uma enorme vantagem para estudos de sistemas multivariáveis.

4.3 Conclusão

O método de Monte Carlo mostrou ser uma ferramenta muito poderosa para avaliar a robustez de um projeto. Uma vez que todas as variações das entradas estão bem definidas, as simulações estatísticas podem avaliar com precisão as estatísticas da resposta desejada. Considerando quaisquer sistemas complexos, a probabilidade de se chegar a um objetivo definido é informação valiosa. Hoje, com a atual capacidade de processamento dos computadores, esse método tornou-se viável em termos de consumo de tempo e, como mostrado, é muito eficiente para sistemas multivariável.

Quaisquer parâmetros considerados relevantes para uma análise podem ser analisados, como por exemplo, geometria da suspensão, *camber*, *caster* e convergência, molas, amortecedores, pneus, pontos da fixação da carroceria e etc. Um *Design of Experimental* (DOE) preliminar pode ser executado para avaliar os fatores mais importantes para a análise e, em seguida, eles podem ser introduzidos em simulações.

Segundo (FERNANDES e DUARTE, 2008), usando o método de Monte Carlo, alguns parâmetros podem afetar não apenas a média da resposta a ser estudada, mas também a sua sensibilidade à variação dos diversos fatores da produção. Com abordagem convencional determinística de CAE, esta informação seria raramente obtida.

Mais do que avaliar a sensibilidade do sistema usando técnicas como o DOE, a análise de Monte Carlo fornece todas as informações estatísticas da resposta. Tais informações podem ser usadas como entradas para os processos de manufatura, identificando as variáveis mais críticas para melhorar a qualidade do processo, bem como definir limites das faixas de variação esperadas durante as fases de medição de uma determinada característica (FERNANDES e DUARTE, 2008). Toda esta informação pode ajudar a entender melhor o projeto de um sistema como um todo e a desenvolver melhor os intervalos de valores esperados para projetos futuros.

Capítulo 5

5 Desenvolvimento do Modelo de CAE

5.1 Introdução

Neste capítulo, será apresentado o modelo de veículo completo usado nas análises de *drift*. Para o desenvolvimento deste modelo, serão definidas as características do modelo utilizado de um veículo de passeio compacto, além da correlação ou validação do modelo de CAE com os dados de medições, de tal forma que o comportamento do modelo represente com fidelidade a resposta ao *drift* do veículo real, em pista controlada. O software usado para o modelamento apresentado é o ADAMS/Chassis, que será chamado, a partir de agora, simplesmente de ADAMS.

5.2 Características gerais do modelo

O modelo utilizado neste trabalho para demonstrar o potencial da metodologia sugerida de simulação do *drift* é o de um veículo de passeio compacto, previamente correlacionado para manobras dinâmicas. As características gerais do veículo estão mostradas na Tabela 3 a seguir:

Características do Veículo (sem carga)	
Dimensões / Massa	
Distância entre-eixos	2446 mm
Bitola dianteira	1425 mm
Bitola traseira	1400 mm
Altura do CG	533 mm
Massa total	985 kg (57% Diant. / 43% Tras.)
Suspensão dianteira	
Tipo	Independente, tipo MacPherson, braços inferiores
Molas	20 N/mm
<i>Caster</i>	2.40 °
<i>Camber</i>	- 0.41 °
Convergencia	0.00 °
Suspensão traseira	
Tipo	Eixo Rígido, tipo "twist-beam "
Molas	14 N/mm
<i>Camber</i>	- 1.00 °
Convergencia total	+ 0.73 °
Sistema de direção	
Tipo	Hidráulica tipo pinhão e cremalheira
Relação	53 mm/volta
Rodas / Pneus	
Aro	Aço 5J x R13" x 36 mm
Pneus	165/75 R13

Tabela 3: Características gerais do modelo

A modelagem necessária para as simulações consiste na divisão do modelo em subsistemas do veículo. Esses devem ser corretamente representados para se obter uma boa correlação (DUARTE, 2010), e garantindo correta resposta ao *drift*. Dessa forma, serão apresentados os seguintes subsistemas modelados:

- Suspensão dianteira
- Suspensão traseira
- Sistema de direção

5.2.1 Suspensão dianteira

A suspensão dianteira do veículo estudado é do tipo *McPherson*, com um braço de controle com buchas convencionais. Além disso, a suspensão conta com barra estabilizadora ligada ao amortecedor e no subquadro dianteiro. A Figura 27 abaixo mostra o modelo de suspensão dianteira do modelo.

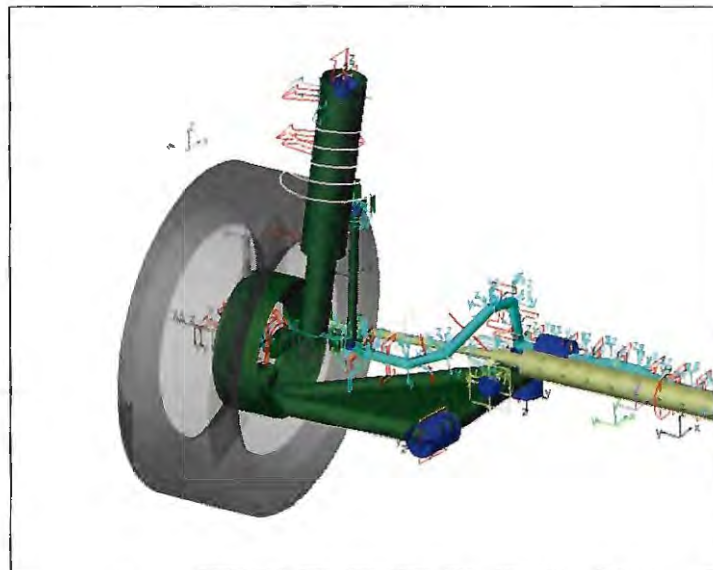


Figura 27: Modelo de suspensão dianteira no ADAMS

5.2.2 Suspensão traseira

A suspensão traseira do modelo é do tipo *twist-beam* (eixo de torção). Atualmente, esse tipo de suspensão é muito utilizado em carros compactos e médios de tração dianteira. O sistema consiste em dois braços de controle longitudinais, que, geralmente, são soldados a uma viga ou eixo de torção. Essa viga tem como função garantir rigidez à rolagem, fazendo também o papel de barra antirrolagem. A Figura 28, abaixo, mostra o modelo de suspensão traseira do modelo.

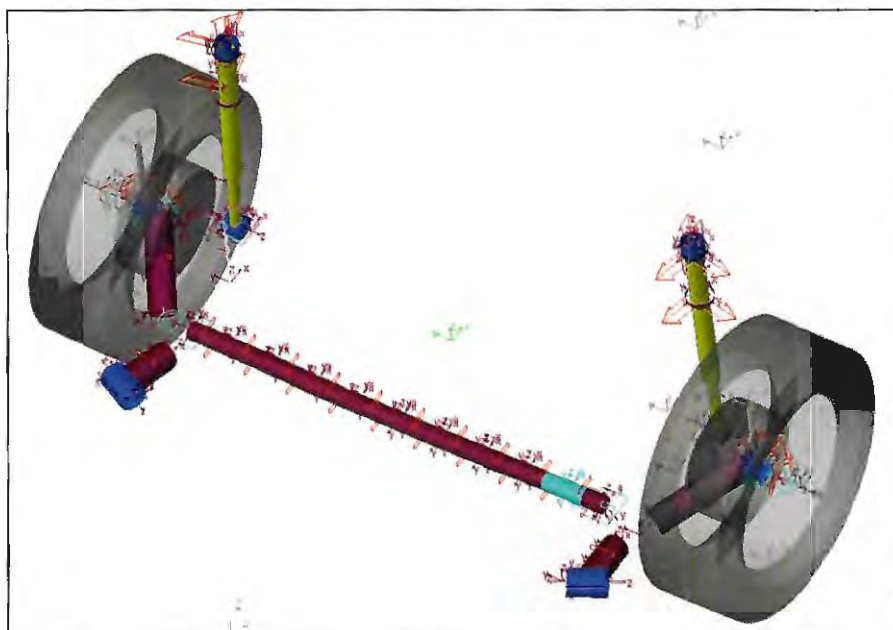


Figura 28: Modelo de suspensão traseira no ADAMS

5.2.3 Sistema de direção

Neste modelo, o sistema de direção é do tipo pinhão e cremalheira, de relação 53mm/volta, e com assistência hidráulica. No ADAMS, o sistema é representado por sua geometria, incluindo a geometria da coluna de direção e os ângulos entre as juntas universais que interligam cada trecho da coluna. A Figura 29 mostra o modelo do sistema de direção e a coluna com suas respectivas juntas.

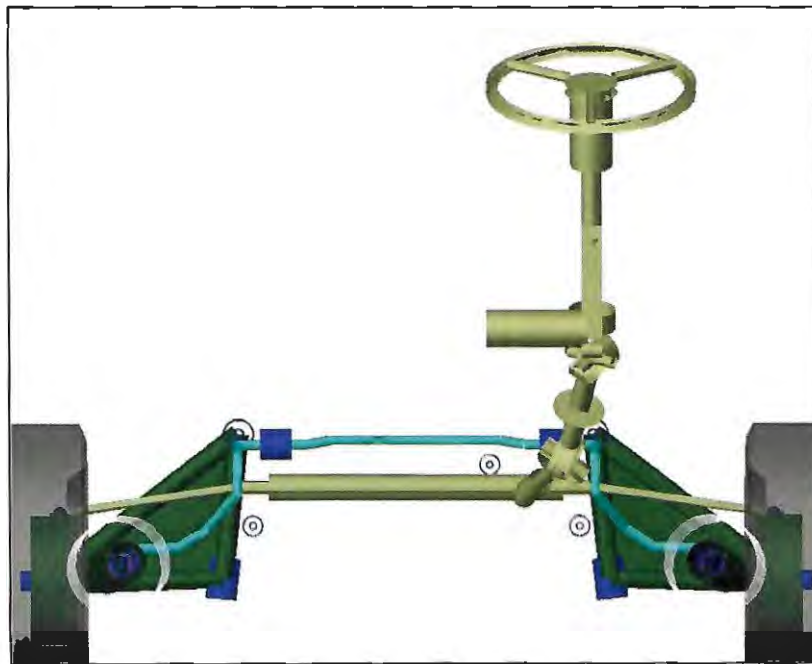


Figura 29: Representação do sistema de direção no ADAMS

5.3 Correlação do modelo de CAE

Visando validar o comportamento do modelo desenvolvido, para a resposta ao *drift*, em um ambiente de simulação de multicorpos, o veículo foi ensaiado em uma pista plana, com inclinação controlada de 1.0%. Em um primeiro momento, foi feita uma aquisição de dados com o veículo na sua condição original, porém, com pneus com suas forças de conicidades conhecidas e, montados de tal modo, que a força resultando no eixo dianteiro, devida exclusivamente à conicidade dos mesmos, fosse igual a zero.

Para a referida medição, foi utilizado um sistema de aquisição de dados via GPS (*global positioning system*). Inicialmente, foi identificada a correta direção (*heading*) do veículo durante três passagens, sem qualquer desvio ou alteração na sua trajetória, baseando-se na marcação de uma faixa retilínea existente na pista. Para manter o veículo nessa condição, foram necessárias correções de posicionamento e torque no volante. A Figura 30 apresenta os resultados dessa aquisição, onde o valor médio do *heading* foi de 142°.

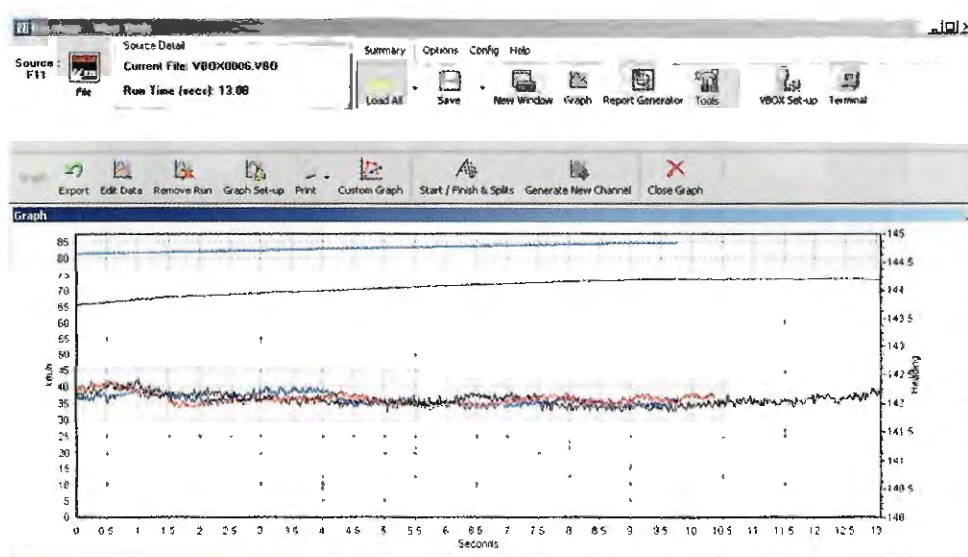


Figura 30: *Heading* do veículo na pista sem *drift*

Uma vez com o *heading* conhecido, o sistema de aquisição de dados consegue dar, como resposta, o *drift* do veículo ensaiado com precisão. Para a correlação do modelo, foram feitas três aquisições com configurações diferentes, variando a resultante de forças no eixo dianteiro devido à conicidade dos pneus. São elas:

1ª) Resultante das forças de conicidade = 0 N

2ª) Resultante das forças de conicidade = + 80 N

3ª) Resultante das forças de conicidade = - 20 N

As medições foram realizadas nas seguintes condições:

- Velocidade do veículo constante = 100 km/h.
- Sem aplicação de torque no volante (controle livre).
- Condição de carregamento = motorista + passageiro.
- Tempo de aquisição = 10 segundos.

O procedimento para a realização das medições do *drift* está descrito abaixo::

1º) Entrar com o veículo na pista e manter estabilizada a velocidade recomendada do teste;

2º) Posicionar o veículo na pista, conforme o ângulo definido durante a aquisição do *heading*;

3º) Começar a aquisição dos dados e, no mesmo instante, retirar as mãos do volante (controle livre);

4º) Manter a velocidade constante e aguardar o tempo de aquisição de 10 segundos, finalizando, assim, o teste.

A Figura 31, abaixo, mostra os resultados dos ensaios nas três configurações diferentes, onde se pode observar o *drift* do veículo, depois de decorrido o tempo de 10 segundos.

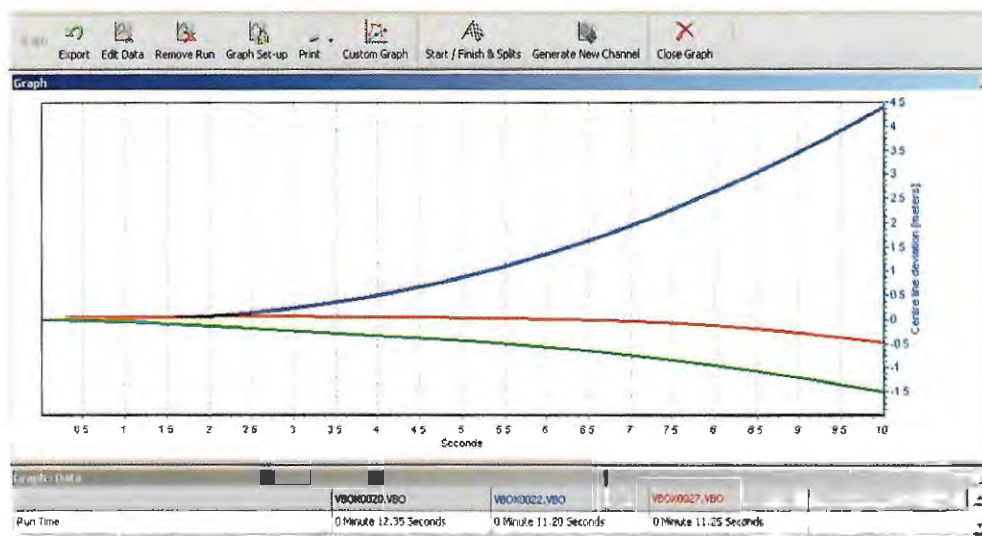


Figura 31: Resultados das medições do *drift* em pista

O processo de validação do modelo de CAE, baseado nas medições realizadas, incluiu ajustes em diversos parâmetros do modelo, porém, neste caso, foram feitos alguns ajustes, principalmente na parte de atrito do sistema de direção no ADAMS, para garantir boa resposta do modelo às forças geradas no contato pneu-solo. Para mostrar isso, foi feito um gráfico do torque aplicado na roda versus o seu ângulo de esterçamento. O resultado da correlação do veículo medido e do modelo de CAE ajustado pode ser visto na Figura 32.

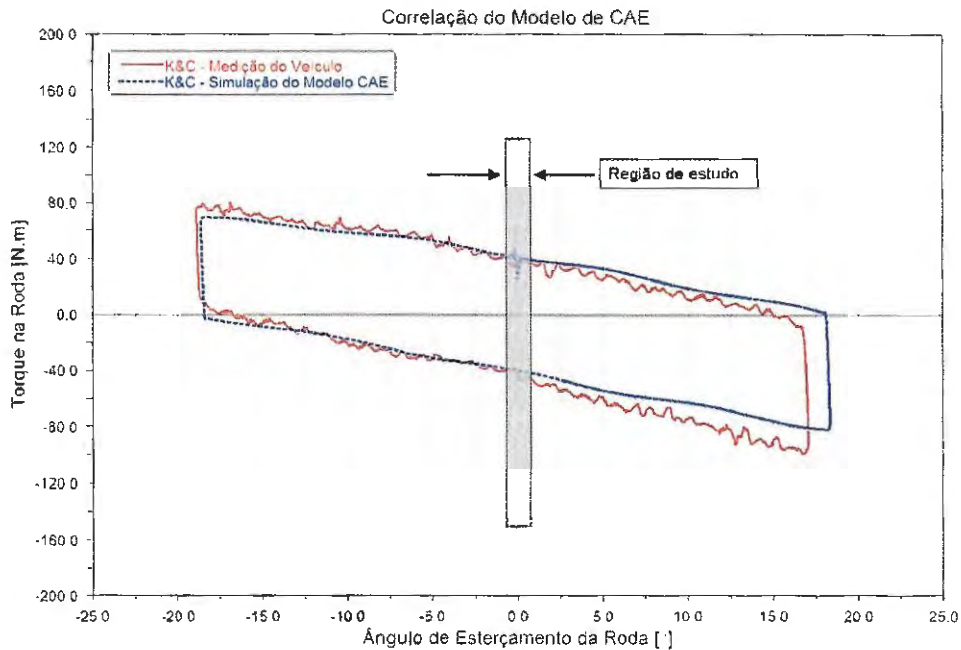


Figura 32: Torque na roda por ângulo de esterçamento (veículo x modelo CAE)

Com base nesse modelo correlacionado, foram feitas simulações de *drift* no ADAMS, utilizando as mesmas configurações e procedimentos usados durante as medições do modelo real em pista.

Os resultados mostraram uma boa correlação do modelo de CAE com o veículo, o que nos assegura boas respostas às forças geradas pela variação da assimetria da geometria da suspensão e dos parâmetros dos pneus. Uma vez que o modelo responde bem a essas variações, pode-se usá-lo para o estudo da sensibilidade da tendência direcional (*drift*) quanto à variação de produção. A Figura 33 ilustra os resultados do modelo simulados no ADAMS para o *drift*.

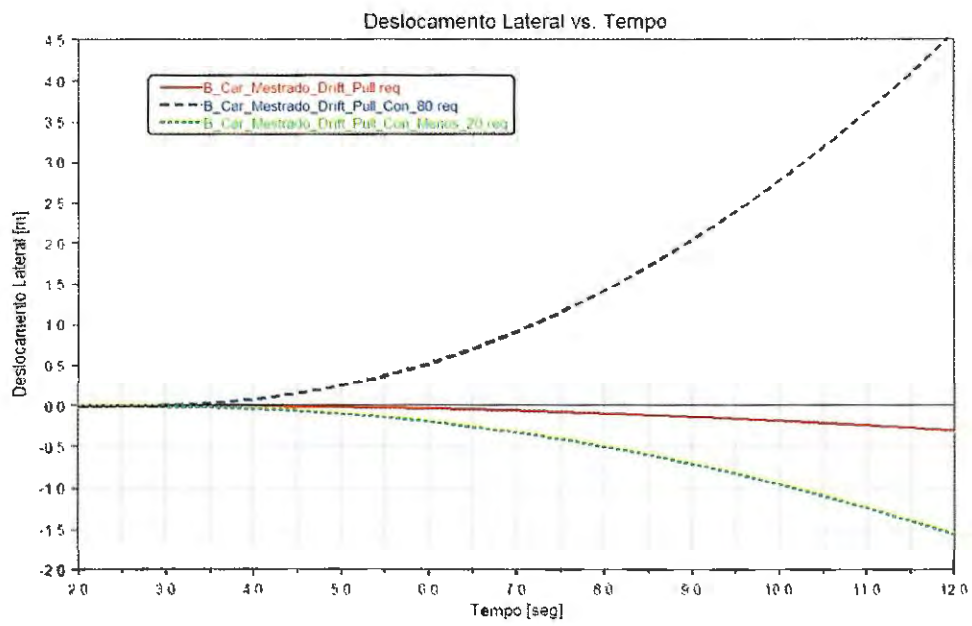


Figura 33: Simulação de *drift* do modelo correlacionado na ADAMS

Capítulo 6

6 Simulação e Análise dos resultados

6.1 Introdução

Neste capítulo será mostrado um estudo de caso com um veículo de passeio real, partindo do modelo de CAE correlacionado, como foi visto no capítulo anterior. Esse estudo vai exemplificar a metodologia utilizada desde as simulações iniciais, “*screening DOE*” do *drift*, passando pelo uso do software estatístico Minitab para a redução do número de fatores, RSM DOE, função de transferência do *drift* e a análise dos resultados da sensibilidade da tendência direcional do veículo e o conseqüente impacto na capacidade do processo produtivo da manufatura.

6.2 Estudo de caso

Primeiramente, é preciso escolher quais os parâmetros ou fatores que serão considerados nas análises da sensibilidade ao *drift* do veículo. Diversos são os fatores que influenciam na resposta do veículo ao *drift* e, por esse motivo, serão tomados como base os principais fatores relatados nas referências bibliográficas citadas anteriormente no capítulo 2.

(LINDENMUTH, 1974) mostra que a conicidade e o *plysteer* são forças laterais residuais dos pneus que podem produzir efeitos indesejáveis na tendência direcional de um veículo, principalmente quando este estiver usando pneus do tipo radial.

Segundo (TOPPING, 1975), os resultados mostraram que a força de conicidade dos pneus é um bom indicador de problemas de tendência direcional e que podem ser induzidos por eles.

Já para (YAMADA e HARAGUCHI, 1995), o *drift* do veículo é gerado pelas interações entre a inclinação da pista, pela resultante das forças geradas pela conicidade, *plysteer* dos pneus e por fatores da geometria da direção como o *caster trail* e o *camber*.

(KLAPS e DAY, 2003) concluíram que, no caso específico de seu estudo, a bucha traseira do braço de controle da suspensão dianteira mostrou-se como o maior contribuidor para controlar as deflexões da roda no tocante ao *drift* produzido pela frenagem.

No estudo de (MIRZA, HUSSAIN e DAY, 2006), sobre os principais fatores que afetam o *drift* e *pull* durante uma frenagem, foi confirmado que as buchas do braço de controle (*Lower Control Arm - LCA*) da suspensão dianteira

são os fatores mais importantes no tocante ao *drift* do veículo durante a frenagem.

O trabalho de (CHO, PARK e OH, 2007) mostra que a sensibilidade ao *drift* e *pull* é causada pela assimetria de alguns parâmetros do veículo como carroceria, módulo *strut* da suspensão dianteira do tipo Mcpherson e dos pneus, como *plysteer* (PRAT) e conicidade.

(KIM B., KIM J. e KIM S., 2008), durante a simulação de *drift* em velocidade constante, concluíram que, nessa condição, a inclinação lateral da estrada, o *caster trail*, o PRAT e os ângulos de *camber* e *caster* são os fatores mais importantes para o *drift* do veículo.

Baseando-se nas respostas obtidas nos trabalhos desenvolvidos pelos respectivos autores citados, serão considerados, nas análises da sensibilidade ao *drift* do veículo, os seguintes parâmetros ou fatores de controle (podem ser controlados pela manufatura):

- 1) Conicidade dos pneus dianteiros (força resultante no eixo);
- 2) PRAT (*ply steer residual alignment torque*) dos pneus dianteiros;
- 3) *Camber* dianteiro;
- 4) *Caster* dianteiro;
- 5) Assimetria do *camber* dianteiro;
- 6) Assimetria do *caster* dianteiro;
- 7) Convergência dianteira;
- 8) Bucha dianteira do braço de controle do lado esquerdo;
- 9) Bucha dianteira do braço de controle do lado direito;
- 10) Bucha traseira do braço de controle do lado esquerdo;
- 11) Bucha traseira do braço de controle do lado direito.

Os fatores acima serão considerados para esse estudo de caso. Outros fatores importantes como a inclinação lateral de pista, a variação de carregamento, o vento lateral, a pressão dos pneus, etc., não serão considerados nesse estudo, pois, trata-se de fatores de ruído (*noise factors*) e que, não podem ser controlados pela manufatura.

6.2.1 *Screening* DOE – reduzindo o número de fatores

Uma triagem (*screening DOE*) é um tipo de experimento planejado (*DOE- Design Of Experimental*) que tem, como principal função, conhecer os principais fatores de um experimento (*X's*) que afetam a resposta (*Y*). Uma vez conhecidos os principais fatores, podemos reduzir o número de entradas para, posteriormente, executar um DOE do tipo RSM (*Response Surface Method* ou método de resposta de superfície), para encontrar uma função de transferência que represente o comportamento de veículo com alto nível de confiança.

Esse método *screening* DOE identifica os fatores e as combinações daqueles que mais afetam o comportamento ou a resposta de um sistema. Podemos considerar cada fator que pode, potencialmente, afetar a resposta e usar a análise do *screening* para determinar quanto cada um contribui para a resposta. Um *screening* DOE somente usa valores altos e baixos dos fatores de um intervalo definido e, por conseguinte, é muitas vezes chamado de uma análise de dois níveis. Essa triagem de fatores não só ajuda a diminuir a quantidade deles, mas também nos garante evitar a omissão de fatores potencialmente significativos e seus efeitos. Como já foi mencionado, um *screening* DOE é geralmente seguido por uma experiência mais profunda, que, na maioria das vezes, é um RSM dos fatores mais significativos.

Para a realização do *screening* DOE do *drift*, foram atribuídas especificações de tolerâncias de fabricação aos fatores envolvidos no estudo, conforme se pode ver na Tabela 4.

Especificações de tolerâncias consideradas			
Fatores	Mínimo	Nominal	Máximo
Força de Conicidade no Eixo Dianteiro	-100 N	0 N	+ 100 N
PRAT dos Pneus Dianteiros	- 5000 Nmm	0 Nmm	+ 5000 Nmm
Camber Dianteiro	- 1.41 °	- 0.41 °	+ 0.59 °
Caster Dianteiro	+ 1.40 °	+ 2.40 °	+ 3.40 °
Camber Split (assimetria)	-1 °	0 °	+ 1 °
Caster Split (assimetria)	-1 °	0 °	+ 1 °
Convergencia Total Dianteira	- 0.50 °	0.00 °	+ 0.50 °
Rigidez da Bucha do Pto 3 do A-arm Lado Esquerdo	85%	100 %	115%
Rigidez da Bucha do Pto 3 do A-arm Lado Direito	85%	100 %	115%
Rigidez da Bucha do Pto 4 do A-arm Lado Esquerdo	85%	100 %	115%
Rigidez da Bucha do Pto 4 do A-arm Lado Direito	85%	100 %	115%

Tabela 4: Especificações das tolerâncias dos fatores

Antes de iniciar as simulações no ADAMS/Insight, é preciso definir quantas interações são necessárias para se obter um nível de confiança adequado. A Tabela 5: Resolução do DOE mostra a quantidade de interações mínimas para que um experimento com onze fatores tenha uma resolução do tipo V.

A resolução do DOE descreve quais efeitos, em um DOE fatorial fracionado, serão confundidos com outros efeitos. Em um experimento fatorial fracionado, um ou mais efeitos são confundidos, o que significa que eles não podem ser estimados separadamente. Na resolução do tipo V, nenhum efeito principal ou interação entre dois fatores são confundidas com nenhum outro efeito principal ou interação entre dois outros fatores, mas essas interações são confundidas com interações entre três fatores e os efeitos principais são confundidos com interações entre quatro fatores. Como resultado disso, são necessárias 128 interações para essa análise.

Available Factorial Designs (with Resolution)

Run	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
4	II	III												
8		IV	V	VI	VII	III								
16			IV	V	VI	VII	III	III	III	III	III	III	III	III
32				IV	V	VI	VII	III	III	III	III	III	III	III
64					IV	V	VI	III	III	III	III	III	III	III
128						IV	V	III	III	III	III	III	III	III

Available Resolution III Plackett-Burman Designs

Factors	Runs	Factors	Runs	Factors	Runs
2-7	12, 20, 24, 28, ..., 48	20-23	24, 28, 32, 36, ..., 48	36-39	40, 44, 48
8-11	12, 20, 24, 28, ..., 48	24-27	28, 32, 36, 40, 44, 48	40-43	44, 48
12-15	20, 24, 28, 36, ..., 48	28-31	32, 36, 40, 44, 48	44-47	48
16-19	20, 24, 28, 32, ..., 48	32-35	36, 40, 44, 48		

Tabela 5: Resolução do DOE

Portanto, com a quantidade de 128 interações definidas, as simulações do *screening* foram executadas no ADAMS/Insight. Podem-se ver, na Figura 34, os parâmetros adotados para tais simulações.

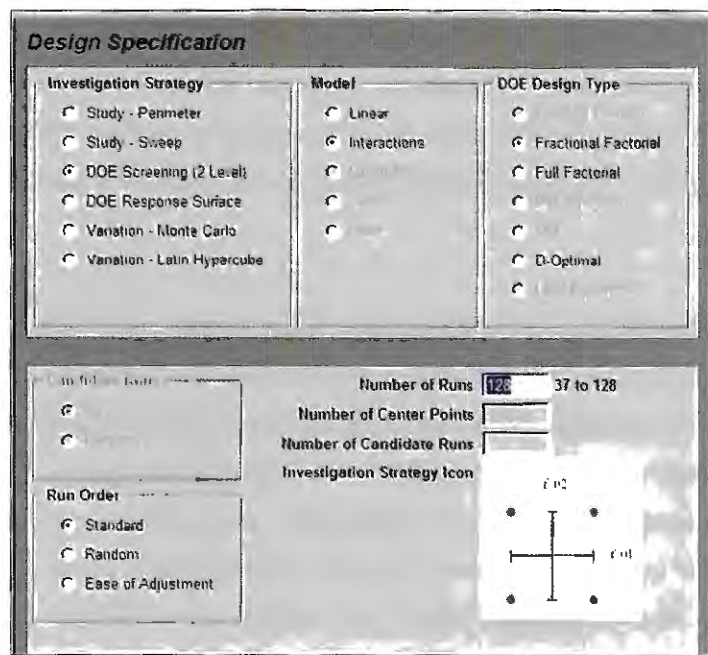


Figura 34: Parâmetros adotados para o DOE no ADAMS/Insight

Como resultado das simulações do *screening* DOE, nota-se a relativa importância de cada fator na resposta. Os fatores de maior inclinação são os chamados fatores principais, como se pode ver no gráfico da Figura 35.

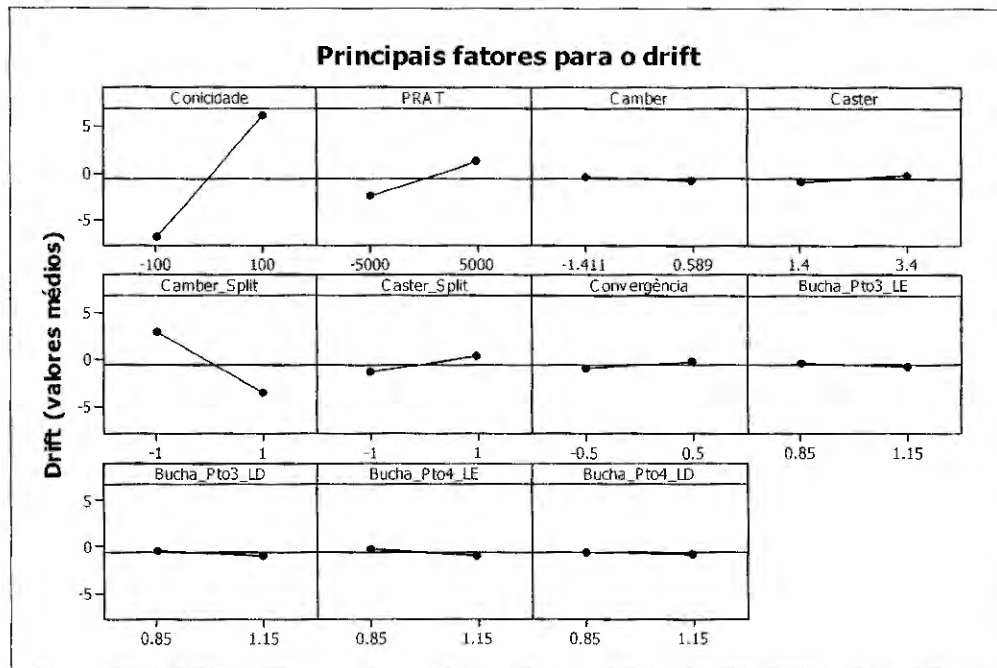


Figura 35: Principais fatores para o drift

Analisando as interações entre os fatores, pode-se concluir que não existem interações significativas entre eles. Pode-se notar no gráfico da Figura 36, que as linhas de interação entre dois fatores são praticamente paralelas. Isso nos assegura a baixa interação entre os fatores ensaiados, quanto aos seus efeitos na tendência direcional do veículo.

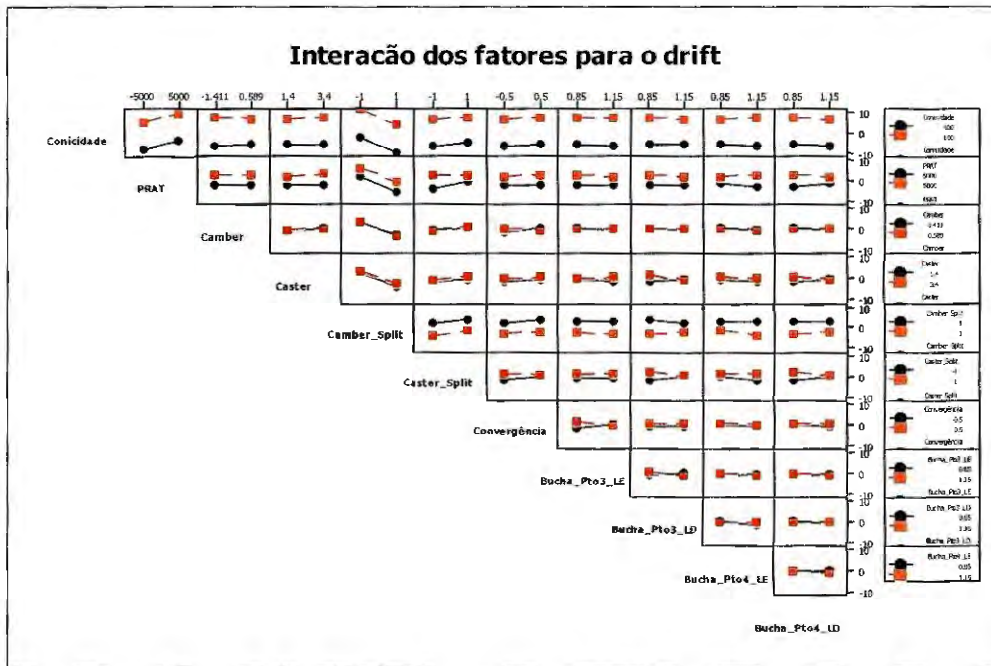


Figura 36: Interação entre os fatores para o drift

Baseando-se nas respostas obtidas nesse experimento, apenas os seguintes fatores serão considerados para as análises de RSM DOE.

- 1) Conicidade dos pneus dianteiros (força resultante no eixo);
- 2) PRAT (*ply steer residual alignment torque*) dos pneus dianteiros;
- 3) *Caster* dianteiro;
- 4) Assimetria do *camber* dianteiro;
- 5) Assimetria do *caster* dianteiro;

6.2.2 RSM DOE

RSM (*Response Surface Method* ou método de resposta de superfície), é uma técnica avançada de delineamento de experimentos (*DOE*) que ajudam a entender melhor e otimizar sua resposta. A metodologia de *RSM* é muitas vezes usada para refinar modelos depois que os fatores mais importantes foram determinados, especialmente se há a suspeita de curvatura na superfície de resposta. A diferença entre uma equação de superfície de resposta e a equação para um design fatorial é a adição de termos quadrados, que permitem a curvatura de modelo na resposta, tornando-se útil para:

- Compreensão ou o mapeamento de uma região de uma superfície de resposta;
- Equações de superfície de resposta de modelo como alterações nas variáveis de entrada influenciam uma resposta;
- Encontrar os níveis de variáveis de entrada para otimizar uma resposta.

Podem-se ver, na Figura 37, os parâmetros adotados para a definição do RSM DOE.

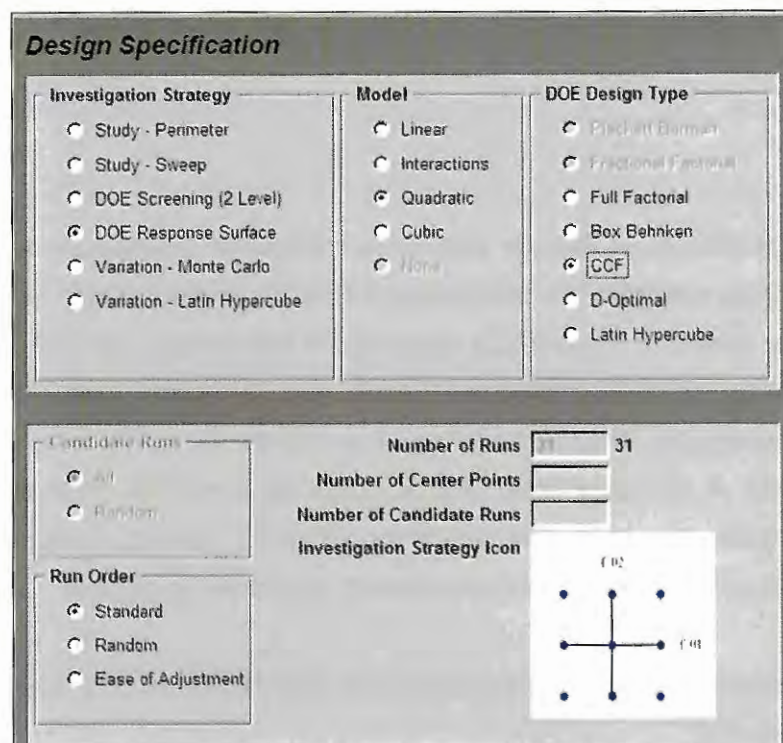


Figura 37: Parâmetros adotados para o RSM DOE no ADAMS/Insight

6.3 Análise dos Resultados

Na Figura 38 são apresentadas as 31 simulações feitas com o objetivo de definir a função de transferência para o *drift*. Na última coluna da Figura 38, em vermelho, nota-se o valor de *drift* para cada uma das configurações.

Work Space							
	Trial	Conicidade	PRAT	Camber Split	Caster Split	Caster	Lat drft 12
1	Trial 1	-100	-5000	-1	-1	3.4	-6 586
2	Trial 2	-100	-5000	-1	1	1.4	-4 533
3	Trial 3	-100	-5000	1	-1	1.4	-14 931
4	Trial 4	-100	-5000	1	1	3.4	-13 206
5	Trial 5	-100	5000	-1	-1	1.4	-1 589
6	Trial 6	-100	5000	-1	1	3.4	0 507
7	Trial 7	-100	5000	1	-1	3.4	-999 99
8	Trial 8	-100	5000	1	1	1.4	-7 273
9	Trial 9	100	-5000	-1	-1	1.4	6 983
10	Trial 10	100	-5000	-1	1	3.4	8 894
11	Trial 11	100	-5000	1	-1	3.4	-0 668
12	Trial 12	100	-5000	1	1	1.4	1 196
13	Trial 13	100	5000	-1	-1	3.4	13 047
14	Trial 14	100	5000	-1	1	1.4	14 686
15	Trial 15	100	5000	1	-1	1.4	4 258
16	Trial 16	100	5000	1	1	3.4	6 439
17	Trial 17	-100	0	0	0	2.4	-7 213
18	Trial 18	100	0	0	0	2.4	7 018
19	Trial 19	0	-5000	0	0	2.4	-2 969
20	Trial 20	0	5000	0	0	2.4	2 755
21	Trial 21	0	0	-1	0	2.4	4 366
22	Trial 22	0	0	1	0	2.4	-1 291
23	Trial 23	0	0	0	-1	2.4	-1 308
24	Trial 24	0	0	0	1	2.4	1 04
25	Trial 25	0	0	0	0	1.4	0 136
26	Trial 26	0	0	0	0	3.4	-0 137
27	Trial 27	0	0	0	0	2.4	-0 101
28	Trial 28	0	0	0	0	2.4	-0 101
29	Trial 29	0	0	0	0	2.4	-0 101
30	Trial 30	0	0	0	0	2.4	-0 101
31	Trial 31	0	0	0	0	2.4	-0 101

Figura 38: Resultados das simulações do drift

Outro resultado que se pode obter é a nova importância relativa dos fatores depois a redução. A Figura 39 mostra a importância relativa apenas dos fatores remanescentes.

Um das conclusões que pode ser feita através da análise da importância relativa dos fatores é que a variável *caster* poderia ser, também, eliminada da análise, visto que ela possui importância relativa bem reduzida.

Resposta	Unids. Current	Tolerance	Descrição
e_001_B_Cor_Mostrado_Drift_Lat_drift_12_00	9.9527e-02	4.1503e-02	Lateral Drift

Main Effects for Response e_001_B_Cor_Mostrado_Drift_Lat_drift_12				
Factor	From	To	Effect	Effect %
Drift_Pul_Mostrado_B_Cor_Mostrado_Drift_frontCamber	-1.0000e+02	1.0000e+02	1.3958e+01	14051.79
Drift_Pul_Mostrado_B_Cor_Mostrado_Drift_frontAlign_casterSplit	-1.0000	1.0000	-6.1820	-6200.67
Drift_Pul_Mostrado_B_Cor_Mostrado_Drift_frontPRAT	-5.0000e+03	5.0000e+03	5.4910	5518.95
Drift_Pul_Mostrado_B_Cor_Mostrado_Drift_frontAlign_casterSplit	-1.0000	1.0000	1.9724	1981.71
Drift_Pul_Mostrado_B_Cor_Mostrado_Drift_frontAlign_averagerCaster	1.4000	1.4000	0	0

Figura 39: Principais efeitos para o drift - RSM DOE no ADAMS/Insight

No entanto, avaliando o gráfico de interações da Figura 40, nota-se grande interação entre, por exemplo, *caster split* e *caster*. Dessa forma, a remoção precipitada do fator *caster* pode resultar em uma diminuição de precisão da função de transferência, uma vez que o fator de interação supracitado também seria removido.

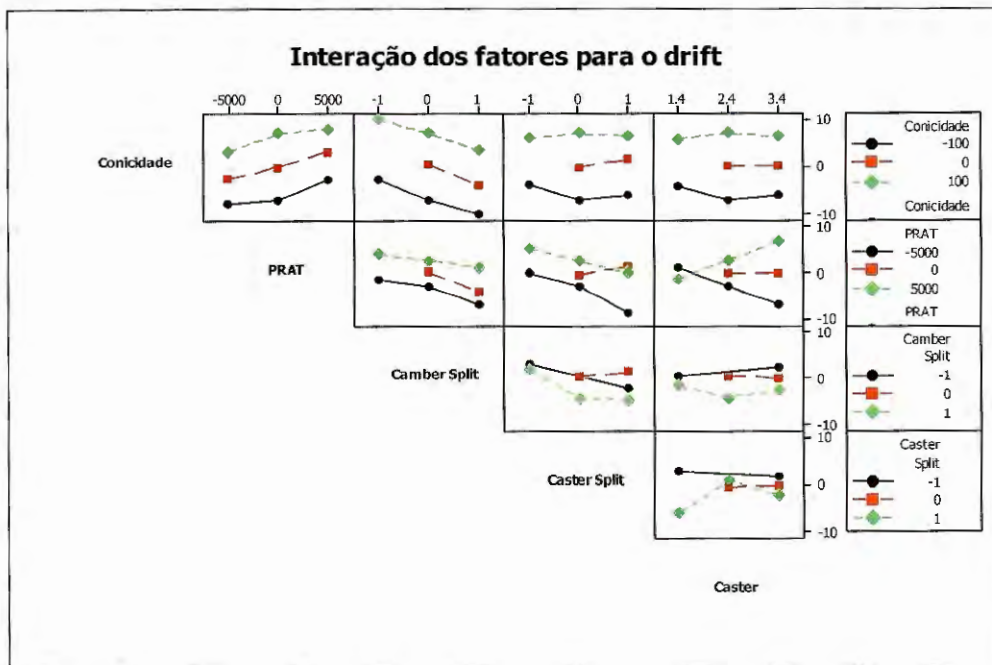


Figura 40: Interação entre fatores para o drift - RSM DOE

Na Figura 41, está apresentada a regressão não-linear obtida com os resultados das 31 simulações realizadas. Entre uma das saídas da regressão está a função de transferência para a resposta, cujos coeficientes de cada variável e de cada interação estão mostrados, assim como o respectivo coeficiente de Pearson (p-value), o qual representa o índice de adesão da variável da função de transferência para com a regressão.

Response Surface Regression: Deriva Later versus Conicity, PRAT, ...

The analysis was done using uncoded units.

Estimated Regression Coefficients for Deriva Lateral

Term	Coef	SE Coef	T	P
Constant	-0.15432	0.039029	-3.954	0.001
Conicity	0.07080	0.000169	419.168	0.000
PRAT	0.00055	0.000003	189.557	0.000
Camber Split	-4.12850	0.016282	-253.557	0.000
Caster Split	1.67418	0.043762	38.256	0.000
Caster	0.02095	0.015015	1.395	0.182
Caster Split*Caster	-0.25378	0.015932	-15.929	0.000

S = 0.0503985 PRESS = 0.0858264
R-Sq = 99.99% R-Sq(pred) = 99.99% R-Sq(adj) = 99.99%

Analysis of Variance for Deriva Lateral

Source	DF	Seq SS	Adj SS	Adj MS	F	P
Regression	6	708.172	708.172	118.029	46467.75	0.000
Linear	5	707.528	653.332	130.666	51443.24	0.000
Interaction	1	0.644	0.644	0.644	253.72	0.000
Residual Error	16	0.041	0.041	0.003		
Lack-of-Fit	12	0.041	0.041	0.003	*	*
Pure Error	4	0.000	0.000	0.000		
Total	22	708.213				

Figura 41: Regressão não-linear do RSM no Minitab para a resposta ao drift

Dessa forma, a função de transferência obtida tem a forma de:

$$\begin{aligned}
 \text{Drift} = & -0.15432 + 0.0708 \cdot \text{Conicidade} + 0.00055 \cdot \text{PRAT} \\
 & - 4.1285 \cdot \text{Camber Split} + 1.67418 \cdot \text{Caster Split} \\
 & + 0.02095 \cdot \text{Caster} - 0.25378 \cdot \text{Caster Split} \cdot \text{Caster}
 \end{aligned}$$

Na tabela da Figura 42 encontra-se o comparativo entre os dados da simulação e os dados gerados pela função de transferência. Nota-se que a variação entre ambas é bem pequena, com uma diferença média na casa de 3%. Com isso, pode-se concluir que a função de transferência obtida é capaz de reproduzir os resultados de *drift* com boa precisão. Em outras palavras, tem-se, de maneira analítica, o modelo do veículo em questão na forma de uma equação matemática. Gráficos dos residuais, na Figura 43, também mostram a boa correlação da função de transferência para com os resultados do modelo, suportando as conclusões acima.

#	C1 Conicidade	C2 PRAT	C3 Camber Split	C4 Caster Split	C5 Caster	C6 Drift	C11 Formula Drift	C13 Diferença
1	-100	-5000	-1	-1	3.4	-6.59	-6.60	0.01
2	-100	-5000	-1	1	1.4	-4.53	-4.51	-0.03
3	-100	-5000	1	1	3.4	-13.21	-13.23	0.02
4	-100	5000	-1	-1	1.4	-1.69	-1.65	0.06
5	-100	5000	-1	1	3.4	0.51	0.53	-0.02
6	-100	5000	1	1	1.4	-7.27	-7.26	-0.01
7	100	-5000	-1	-1	1.4	6.98	7.01	-0.03
8	100	-5000	1	-1	3.4	-0.67	-0.69	0.02
9	100	5000	-1	-1	3.4	13.05	13.06	-0.02
10	100	5000	1	-1	1.4	4.26	4.26	0.00
11	100	5000	1	1	3.4	6.44	6.43	0.01
12	-100	0	0	0	2.4	-7.21	-7.10	-0.03
13	100	0	0	0	2.4	7.02	6.90	0.04
14	0	-5000	0	0	2.4	2.96	2.85	-0.10
15	0	5000	0	0	2.4	2.75	2.65	0.11
16	0	0	1	0	2.4	-4.29	-4.23	-0.06
17	0	0	0	1	2.4	1.04	0.96	0.08
18	0	0	0	0	3.4	-0.14	-0.08	-0.05
19	0	0	0	0	2.4	-0.10	-0.10	0.00
20	0	0	0	0	2.4	-0.10	-0.10	0.00
21	0	0	0	0	2.4	-0.10	-0.10	0.00
22	0	0	0	0	2.4	-0.10	-0.10	0.00
23	0	0	0	0	2.4	-0.10	-0.10	0.00

Figura 42: Resultados gerados pela função de transferência do *drift*

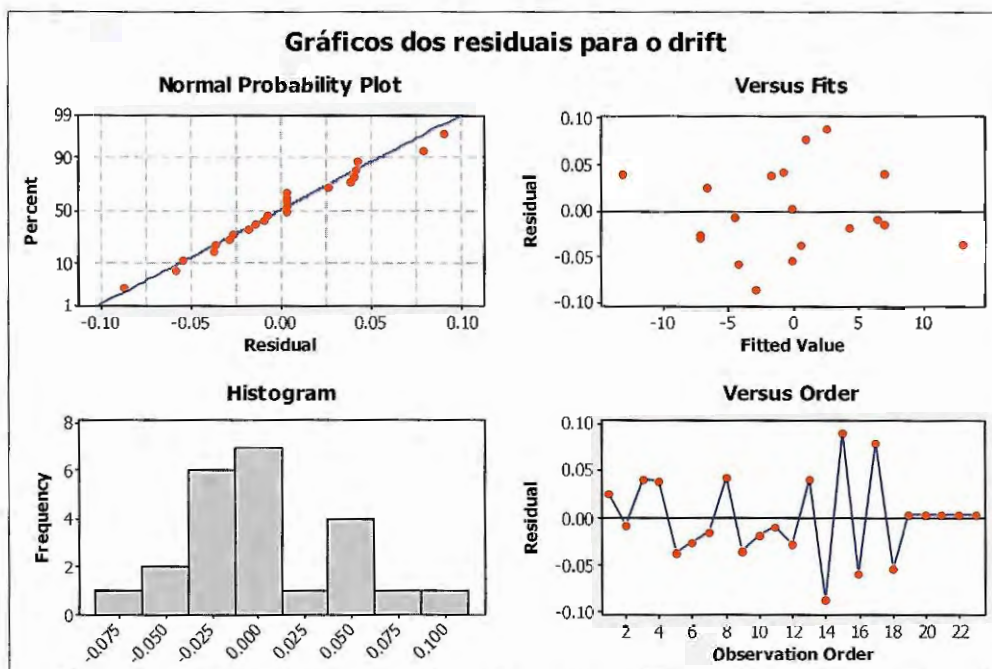


Figura 43: Gráficos dos residuais da função de transferência

6.3.1 Método de Monte Carlo

De posse da função de transferência, pode-se aplicar, de maneira rápida, a metodologia de Monte Carlo para análise de robustez do projeto. Com as entradas definidas, pode-se medir a densidades de probabilidade de cada uma delas no processo produtivo. Por exemplo, podem-se levantar as características de um lote de pneus utilizado na produção para com a propriedade conicidade. Dessa forma, sua densidade de probabilidade, assim como os valores que a definem (média e desvio), podem ser obtidas e servir como dado de entrada para a análise de Monte Carlo.

Na Figura 44, são mostrados os dados estatísticos levantados relativos às variáveis de entrada para a simulação de Monte Carlo.

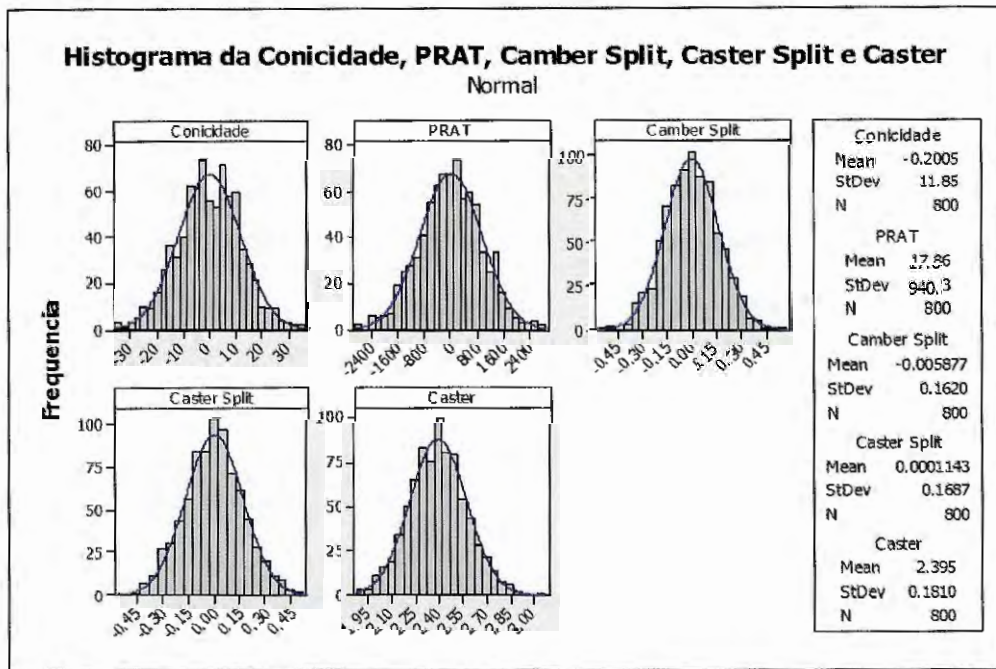


Figura 44: Dados de entrada para a simulação de Monte Carlo

Já na Figura 45, pode-se ver o resultado estatístico para a tendência lateral do veículo, utilizando-se os dados de entrada levantados e a função de transferência obtida.

Conclui-se que, dados os limites de engenharia definidos para o *drift*, os quais representam 3.7m (largura de uma faixa de uma pista expressa), 99.76% da população de resposta encontram-se dentro dos limites especificados. Isso significa obter um Cp de 1.01 e um Cpk de 0.99. A robustez de um projeto ou processo pode ser medida pelo valor desses dois parâmetros. Pode-se,

inclusive, determinar valores objetivos para ambos, como por exemplo, C_p maior que 1.0 e C_{pk} maior que 1.0 e, dessa forma, estabelecer critérios para a robustez do projeto. Qualquer projeto com valores abaixo serão considerados insuficientes e, dessa forma, passíveis de serem melhorados.

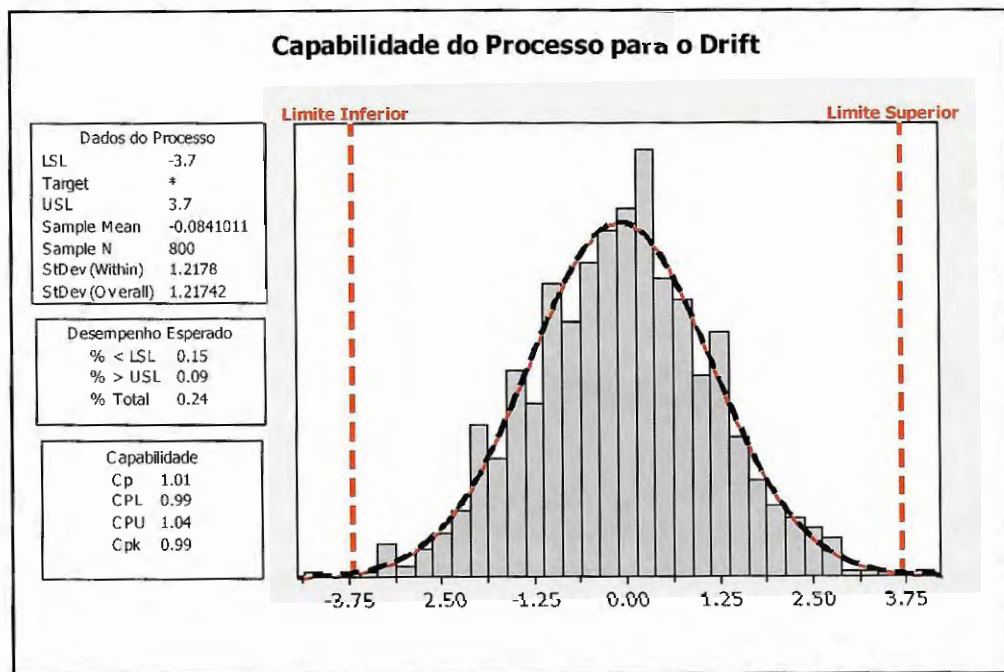


Figura 45: Capabilidade do processo para o *drift* usando o método de Monte Carlo

Capítulo 7

7 Conclusões Finais

Esta obra teve como principal objetivo analisar os principais fatores que afetam a tendência direcional de um veículo. Como descrito na revisão bibliográfica, apenas alguns autores trataram o problema de maneira estatística, levando-se em conta variabilidades intrínsecas ao projeto. Como proposta e principal contribuição deste trabalho, objetivou-se o estudo estatístico dessa tendência direcional (*drift*), tendo como os parâmetros a geometria da suspensão e direção (*camber*, *caster* e convergência), características dos pneus, e das buchas da suspensão, em um ambiente de simulação dinâmica de multicorpos. Um modelo computacional foi desenvolvido no ambiente ADAMS de maneira a avaliar a estatística do projeto em tempo viável, o que, experimentalmente, seria demasiadamente custoso em termos de tempo. O modelo computacional foi previamente validado com medições objetivas em condições controladas, de maneira a validar qualquer resultado subsequente.

De posse de um modelo correlacionado, técnicas de *DOE* (delineamento de experimentos) foram aplicadas com o objetivo de avaliar a influência de cada parâmetro sobre a tendência direcional do veículo. Como resultado, fatores de menor influência puderam ser identificados, reduzindo, dessa forma, reduzindo o número de parâmetros que influenciam o fenômeno. Através da técnica de *RSM* (*response surface method*) pôde-se extrair a função de transferência do sistema com mínimo erro e, dessa forma, utilizar métodos estatísticos mais completos, como o método de Monte Carlo, aqui empregado, para se obter a capacidade do processo.

Através do método de Monte Carlo, amostragens das principais variáveis do sistema são realizadas, e consideradas como variáveis de entrada para a função de transferência obtida. Portanto, de maneira eficiente, pode-se amostrar um número grande para cada variável, e uma densidade de probabilidade da resposta pode ser facilmente obtida. De posse dessa densidade, a capacidade do processo, ou, em termos de projeto, a robustez deste pode ser facilmente avaliada, uma vez comparada com limites de engenharia previamente estabelecidos.

Um dos principais parâmetros abordados durante a validação do modelo computacional foi o atrito total do sistema de direção, o qual é, conhecidamente, importante para o estudo direcional do veículo. No entanto, esse fator não foi considerado como variável de entrada do processo. Através de uma modelagem mais detalhada dos diferentes atritos que compõem o sistema de direção, poder-se-ia incluir essa modelagem no método proposto e, dessa forma, adicionar cada parâmetro da modelagem do atrito como variável do sistema. Tais variáveis podem, inclusive, também ser tratadas estatisticamente, contribuindo para a densidade de probabilidade final de tendência direcional. Diferentemente de outros trabalhos, em que variáveis de atrito são geralmente tratadas como fatores de ruído (*noise factors*), certamente essa abordagem é uma sugestão de trabalho futuro, em que se levariam em conta os atritos como variáveis intrínsecas do sistema e, portanto, passíveis de serem alterados e otimizados em um projeto.

Bibliografia

CHO, Y.; PARK, J.-Y.; OH, Y.-H. **Parameter Analysis of Vehicle Pull and Drift**. JSAE Annual Congress. Yokohama: JSAE Japan. 2007. p. 4. JSAE paper 2007-08-0189.

DUARTE, M. D. R. **Simulação de ride primário e secundário através do uso de carregamento de pista**. 2010. 126 f. Dissertação (Mestrado). Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos. São Carlos. 2010.

FERNANDES, C. G.; DUARTE, M. **Stochastic simulation for vehicle braking performance**. 9º COLLOQUIUM INTERNACIONAL SAE BRASIL DE FREIOS & MOSTRA DE ENGENHARIA. Gramado, RS: SAE International. 2008. p. 15.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 125-305 p. ISBN 1-56091-199-9.

KIM B., B. S.; KIM J., J. H.; KIM S., S. I. **Vehicle Drift Investigation during Straight Line Accelerating and Braking**. SAE Word Congress. Detroit, MI: SAE International. 2008. p. 6. SAE paper 2008-01-0588.

KLAPS, J.; DAY, A. **Steering drift and wheel movement during braking: parameter sensitivity studies**. Ford Motor Company and School of Engineering, Design and Technology, University of Bradford. Bradford, UK, p. 1107-1115. 2003.

KOYAMA, K.; MATSUNAGA, T. **A Control Method Utilizing EPS to Reduce Steering Pull When Driving on Rutted Roads**. SAE Word Congress. Detroit, MI: SAE International. 2009. p. 7. SAE paper 2009-01-0044.

- KUBOTA, M.; YOSHIZAWA, M.; MOURI, H. **An Investigation of a Steering-Pull Reduction Method Using the Electric Power Steering System**. 14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference. Hollywood, CA: SAE International. 2007. p. 6. SAE paper 2007-01-3509.
- LINDENMUTH, B. E. **Tire Conicity and Ply Steer Effects on Vehicle Performance**. Automotive Engineering Congress. Detroit: Society of Automotive Engineers. 1974. p. 12. SAE paper 740074.
- MARTINS, H. L. M. **Simulação dinâmica de um veículo sob diferentes geometrias de direção**. 2010. 118 f. Dissertação (Mestrado). Centro Universitário da FEI. São Bernardo do Campo, SP. 2010.
- MILLIKEN W., W. F.; MILLIKEN D., D. L. **Race Car Vehicle Dynamics**. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1995. ISBN 1-56091-526-9.
- MIRZA, N.; HUSSAIN, K.; DAY, A. J. **Vehicle Handling and Stability Investigation into Causes of Drif during Straigh-Line Braking**. SAE World Congress. Detroit, MI: SAE International. 2006. p. 9. SAE paper 2006-01-0797.
- PERSEGUIN, O. T. **Dinâmica veicular relativa ao ride de veículos e métricas para a sua avaliação**. 2005. 233 f. Tese (Doutorado). Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos. São Carlos. 2005.
- RILL, G. **Vehicle Dynamics**. [S.l.]: University of Applied Sciences, 2007.
- TOPPING, R. W. **Tire Induced Steering Pull**. Automotive Engineering Congress. Detroit: Society of Automotive Engineers. 1975. p. 8. SAE paper 750406.

UFSCAR. **Método de Monte Carlo**, 2009. Disponível em:

<http://www.ufscar.br/~polpo/disc/2009_02/grad_estat_bayes/grupo1.pdf>. Acesso em:

25 Mar 2010.

YAMADA, Y.; HARAGUCHI, T. **Analysis of Vehicle Drift on Cant Roads**. JSAE

Annual Congress. Japan: Society of Automotive Engineers of Japan. 1995. p. 6. JSAE

Paper 9541722.