



SENAI CIMATEC

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM
COMPUTACIONAL E TECNOLOGIA INDUSTRIAL
Mestrado em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial**

Dissertação de mestrado

**Modelo computacional da tendência direcional e os
impactos das variações dimensionais em um veículo
automotor**

Apresentada por: Thiago Barros Murari
Orientador: Marcelo Albano Moret Simões Gonçalves
Co-orientador: Gilney Figueira Zebende

Maio de 2012

Thiago Barros Murari

**Modelo computacional da tendência direcional e os
impactos das variações dimensionais em um veículo
automotor**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-graduação em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial, Curso de Mestrado em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial do SENAI CIMATEC, como requisito parcial para a obtenção do título de **Mestre em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial**.

Área de conhecimento: Interdisciplinar

Orientador: Marcelo Albano Moret Simões Gonçalves

Co-orientador: Gilney Figueira Zebende

SENAI CIMATEC

Salvador
SENAI CIMATEC
2012

Nota sobre o estilo do PPGMCTI

Esta dissertação de mestrado foi elaborada considerando as normas de estilo (i.e. estéticas e estruturais) propostas aprovadas pelo colegiado do Programa de Pós-graduação em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial e estão disponíveis em formato eletrônico (*download* na Página Web http://ead.fieb.org.br/portal_faculdades/dissertacoes-e-teses-mcti.html ou solicitação via e-mail à secretaria do programa) e em formato impresso somente para consulta.

Ressalta-se que o formato proposto considera diversos itens das normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), entretanto opta-se, em alguns aspectos, seguir um estilo próprio elaborado e amadurecido pelos professores do programa de pós-graduação supracitado.

SENAI CIMATEC

Programa de Pós-graduação em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial
Mestrado em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial

A Banca Examinadora, constituída pelos professores abaixo listados, leram e recomendam a aprovação [com distinção] da Dissertação de mestrado, intitulada “Modelo computacional da tendência direcional e os impactos das variações dimensionais em um veículo automotor”, apresentada no dia 11 de maio de 2012, como requisito parcial para a obtenção do título de **Mestre em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial**.

Orientador:

Prof. Dr. Marcelo Albano Moret Simões Gonçalves
SENAI CIMATEC

Co-orientador:

Prof. Dr. Gilney Figueira Zebende
SENAI CIMATEC

Membro externo da Banca:

Prof. Dr. Luiz Pereira Calôba
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Membro interno da Banca:

Prof. Dr. Wagner Mauricio Pachekoski
SENAI CIMATEC

Dedico este trabalho a toda minha família e amigos, especialmente meus pais pelo zelo com a minha educação e a minha esposa Mariana Murari, por me auxiliar de todas as formas possíveis nos meses que antecederam a entrega desta dissertação. Também dedico aos orientadores Dr. Prof. Marcelo Moret e Dr. Prof. Gilney Zebende. Sem o suporte e dedicação deles atualmente eu não poderia ser chamado de Mestre.

Agradecimentos

Primeiramente agradeço a Deus.

Agradeço a Ford Motor Company e meus supervisores pelo apoio no desenvolvimento deste projeto e a ESSS e Esteco, principalmente ao Sr. Rodrigo Ferraz, pelo suporte e por gentilmente ceder a licença de uso do ModeFRONTIER.

Expresso meus sinceros agradecimentos ao Colegiado do Mestrado em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial do SENAI CIMATEC por acreditarem no meu potencial.

Salvador, Brasil
11 de Maio de 2012

Thiago Barros Murari

Resumo

A percepção de qualidade do veículo automotor pelo cliente tem relação direta com vários fatores. Entre eles temos a tendência direcional do veículo, associada ao Torque de Alinhamento Residual Veicular (VRAT), percebido pelo cliente quando: o veículo “puxa” constantemente para um lado em uma estrada reta e plana enquanto mantém a velocidade constante. Este problema é diretamente relacionado com fatores como Camber, Caster e Toe, entre outros. Estes fatores, por sua vez, são características geométricas definidas em projeto e diretamente influenciadas pela variação dimensional proveniente da fabricação e montagem das peças de carroceria, suspensão e dos pneus utilizados. Com o objetivo de definir a tolerância das peças e conjuntos para otimizar as características de alinhamento de rodas, determinar quais características significativas que devem ser levadas em consideração na Análise do Modo e Efeito da Falha (FMEA) no Projeto e avaliar o impacto da variação dimensional nos indicadores de qualidade relacionados com dinâmica direcional do veículo, desenvolveu-se um modelo computacional capaz de prever o VRAT de um veículo de passeio compacto com suspensão frontal MacPherson e traseira Twist Beam. O método proposto utiliza o VisVSA para validar alguns fatores que influenciam no resultado final, o MSC.ADAMS Chassis para simular uma base de dados que serve de entrada no ModeFrontier para desenvolver uma superfície de resposta polinomial e simular a curva de distribuição para VRAT do veículo em estudo, tornando possível avaliar os resultados de tendência direcional e a influência de cada um dos fatores no resultado. O método reduz o tempo de simulação em aproximadamente 800 vezes quando comparado com a simulação convencional no software MSC.ADAMS Chassis.

Palavras Chave: Veículo Automotor, Tendência Direcional, Variação Dimensional, Simulação Computacional, Sistemas Complexos.

Abstract

Propose a method to evaluate the impact of dimensional variations on vehicle steering pull. Several attributes are important to increase the customer perception of vehicle quality. Steering pull is one of these factors, which mean consistent pull to one side on a straight flat road while maintaining a constant speed. Steering pull is related to Camber, Caster, Toe, and others. These factors are geometric characteristics defined on project phases influenced by dimensional variation from manufacture and assembly of body and suspension components and tires. To define parts and subassemblies tolerances to optimize wheel alignment characteristics, determine characteristics that need to be added on FMEA and evaluate the dimensional variation impact on the quality results of directional dynamic of the vehicle, one computational model was developed to predict the dimensional variation of every geometric characteristic based on parts tolerances and evaluate the main contributors to variation of a common compact vehicle with MacPherson frontal suspension and Twist Beam rear suspension. The proposed method use VisVSA to validate some factors that influence on final result, the MSC.ADAMS Chassis to simulate initial data to be used at ModeFrontier to create a polynomial response surface and simulate the VRAT distribution curve on the selected vehicle, to evaluate final directional trend and factors influence on VRAT. This method improved the time to complete simulation about 800 times compared to conventional simulation at MSC.ADAMS Chassis software. Keywords: Automotive Vehicle, Directional Trend, Dimensional Variation, Computer Simulation.

Sumário

1	Introdução	1
2	Fundamentação Teórica	6
2.1	Conceitos sobre Dinâmica Veicular	6
2.1.1	Massa concentrada e Sistema fixo de coordenadas	6
2.1.2	Variáveis de movimento e Forças	8
2.1.3	Cargas Dinâmicas	8
2.2	Processo em V e simulação multicorpos	9
2.2.1	Processo em V	9
2.2.2	Simulação multicorpos com o uso de softwares comerciais	12
2.2.3	MSC.ADAMS	13
2.2.4	ModeFRONTIER	13
2.3	Estatística em processos automotivos	14
2.3.1	Medições de localização e variação	15
2.3.2	Probabilidade e amostragem aleatória	15
2.3.3	Variáveis aleatórias discretas	16
2.3.4	Variáveis aleatórias contínuas e funções de distribuição	17
2.3.4.1	Distribuição uniforme	17
2.3.4.2	Distribuição normal	18
2.3.4.3	Distribuição normal padrão e teorema do limite central	19
2.3.5	Capacidade de Processo - Cp e Cpk	20
2.3.6	Regressão	21
2.3.6.1	Matriz de Correlação e Matriz de Efeitos	22
2.3.7	Simulação de Monte Carlo	23
2.4	Principais contribuidores para a variação de VRAT	24
2.4.1	Sistemas de suspensão	24
2.4.1.1	Suspensão MacPherson	25
2.4.1.2	Suspensão “Twist Beam” ou Barra de Torção	25
2.4.2	Ângulos das rodas	26
2.4.2.1	Camber	26
2.4.2.2	Caster	27
2.4.3	Pneus	29
2.4.3.1	Conicidade dos Pneus	30
2.4.3.2	CRAT	32
2.4.3.3	PRAT	33
2.4.4	Inclinação da pista	33
3	Cálculo da capacidade de processo para VRAT	35
3.1	Aplicação do Processo em V	35
3.2	Objetivo e Definição	35
3.3	Análise	35
3.4	Decomposição	37
3.5	Síntese	37
3.5.1	Análise de Variação Dimensional - Carroceria	38
3.6	Composição e Simulação	39

3.6.1	Construção do modelo dinâmico e simplificações	39
3.6.2	Planejamento da Simulação	42
3.6.3	Desenvolvimento da superfície de resposta para VRAT	43
3.6.4	Estimativa da Capacidade de Processo para VRAT	44
3.7	Confirmação	46
3.8	Revisão	47
4	Revisão Aplicada	48
4.1	Modelo proposto	48
4.2	Diagrama de Parâmetros	50
4.3	Análise dos Fatores	50
4.4	Desenvolvimento do Plano de Reação	55
4.5	Documentação	57
5	Considerações finais	59
5.1	Conclusões	59
5.2	Atividades Futuras de Pesquisa	60
A	Glossário de Termos	61
	Referências	63

Lista de Tabelas

2.1	Notação estatística para amostras	15
3.1	Limites de especificação do projeto	37
3.2	Limites inferiores e superiores aplicados no DOE da simulação	43
3.3	Coefficientes calculados para a superfície de resposta de VRAT	44
3.4	Validação da superfície de resposta pelo resultado de VRAT	47
4.1	Principais contribuidores para Cross Camber	54
4.2	Principais contribuidores para Cross Caster	54

Lista de Figuras

1.1	VRAT	1
1.2	Desenvolvimento do Momento no eixo da direção	2
1.3	Teste de avaliação de desvio lateral	2
1.4	Principais fatores para o cálculo de VRAT	3
2.1	Teste do Alce em um Mercedes Classe A	6
2.2	Sistema fixo de coordenadas do veículo conforme a SAE	7
2.3	Sistema fixo de coordenadas da terra conforme a SAE	7
2.4	Cargas Dinâmicas	9
2.5	Exemplo de ciclo de vida genérico para um projeto	10
2.6	Interações na dinâmica veicular	11
2.7	Processo em V	11
2.8	Bronco II em uma simulação de mudança de faixa	13
2.9	Fluxo de processo para VRAT no ModeFRONTIER	14
2.10	Função de distribuição acumulada e densidade para uma distribuição uni- forme	18
2.11	Função de distribuição acumulada e densidade para diferentes combinações de μ e σ^2	19
2.12	Relação linear de duas variáveis, acrescida de um erro aleatório	22
2.13	Suspensão Mcpherson	25
2.14	Suspensão do tipo Barra de Torção	26
2.15	Padrão SAE de qualificação de Camber positiva	27
2.16	Cross Camber	27
2.17	Ângulo de Caster e caster trail	28
2.18	Roda de carro de supermercado	28
2.19	Cross Caster	29
2.20	Exemplo de pneu em corte	29
2.21	Ilustração de um pneu cônico	31
2.22	Diferentes configurações de calibração de pneu e seus efeitos no contato com o solo	31
2.23	Ilustração do momento gerado pela conicidade	32
2.24	Efeito do PRAT e CRAT na área de contato do pneu	33
2.25	Seção transversal em corte para rodovias asfaltadas no Brasil	34
3.1	Tendência Direcional do Veículo conforme o valor de VRAT	36
3.2	Fatores utilizados para simular o VRAT	36
3.3	Curva de distribuição de Cross Camber	38
3.4	Curva de distribuição de Cross Camber	39
3.5	Componentes principais de uma Suspensão MacPherson	40
3.6	Sistema de massa com mola amortecida	41
3.7	Exemplo de modelo de suspensão dianteira com buchas	42
3.8	Matriz de Correlação para VRAT	43
3.9	Matriz de Efeitos para VRAT	45
3.10	Capacidade de Processo estimada para VRAT	46

4.1	Exemplo genérico de um Diagrama de Parâmetros	49
4.2	Etapas da Revisão Aplicada	49
4.3	Diagrama de Parâmetros para VRAT	50
4.4	Estimativas iniciais para Desvio Padrão de Cross Camber e Cross Caster	51
4.5	Leve correlação positiva de Cross Camber no desvio padrão de VRAT	52
4.6	Forte correlação positiva e não linear de Cross Caster no desvio padrão de VRAT	52
4.7	Efeito da variação natural de Cross Camber e Cross Caster simultaneamente no desvio padrão do VRAT	53
4.8	Comparativo de tempo gasto entre a simulação apenas no MSC.ADAMS e com auxílio da superfície de resposta	54
4.9	Principais componentes que contribuem para a variação de VRAT	55
4.10	Custo com a má qualidade do VRAT	55
4.11	Gráfico de avaliação 2D para VRAT	56
4.12	Documentação da Revisão - Folha 1/2	57
4.13	Documentação da Revisão - Folha 2/2	58
5.1	Processo para simulação de VRAT	59

Lista de Siglas

CAD	Projeto auxiliado por computador
CEP	Controle Estatístico de Processo
Cp	Capacidade do Processo
CRAT	Torque de Alinhamento Residual da Conicidade
DOE	Delineamento de Experimentos
FMEA	Análise do Modo e Efeito da Falha
LIE	Limite Inferior de Especificação
LSE	Limite Superior de Especificação
PPGMCTI ..	Programa de Pós-graduação em Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial
PRAT	Torque de Alinhamento Residual do Plysteer
VRAT	Torque de Alinhamento Residual do Veículo
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos
SMC	Simulação de Monte Carlo

Introdução

Traduzir a vontade dos clientes em parâmetros de engenharia nem sempre é uma tarefa fácil, principalmente quando a sensação de conforto e segurança está diretamente relacionada com o atributo analisado.

A percepção que o carro está desviando de uma trajetória em linha reta que ele deveria seguir, além de ser desconfortável, torna o veículo mais inseguro para o consumidor e pode contribuir para o desgaste prematuro dos pneus, logo é fundamental analisar o problema nas fases iniciais de desenvolvimento de um novo produto e tal análise exige ferramentas com boa confiabilidade.

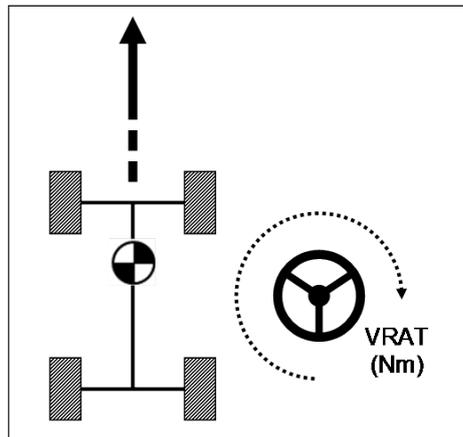


Figura 1.1: VRAT. Fonte: [MURARI et al., 2011](#)

Para facilitar a compreensão dos termos da Engenharia Automotiva utilizados neste e nos próximos capítulos, ver o Glossário de Termos (Apêndice A).

Os autores, como Blundell e Reimpell, que tratam de dinâmica veicular descrevem a necessidade e importância do alinhamento de rodas dianteiras e traseiras em veículos automotores. Para assegurar a dirigibilidade e estabilidade direcional do veículo, as montadoras incluem tolerâncias aos valores nominais para eixos dianteiros e traseiros ([REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001](#)). As variações permitidas no alinhamento de roda somado as variações dimensionais provenientes da fabricação dos pneus produzem forças e momentos no contato entre este e a pista. Os efeitos destas forças e momentos podem ser percebidos pelo consumidor quando o veículo está em movimento.

Um destes efeitos é o Torque de Alinhamento Residual do Veículo (VRAT), definido como o valor médio do torque requerido no volante para dirigir em linha reta ([OH; CHO; GIM, 2000](#)). Conforme a Figura 1.1, o valor do VRAT, dado em Nm, representa a tendência

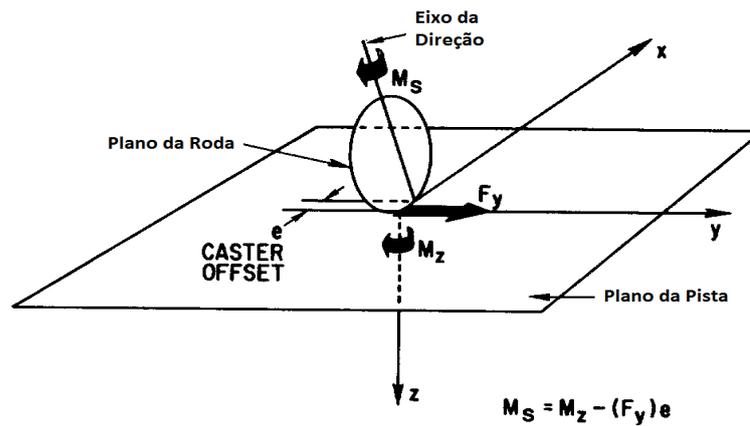


Figura 1.2: Desenvolvimento do Momento no eixo da direção. Fonte: [TOPPING, 1975](#)

direcional do veículo: negativo indica a tendência direcional para a direita e positivo indica que o veículo tenderá para a esquerda. Em 1975, [TOPPING](#) propôs uma equação para calcular o VRAT (Equação 1.1) com dados de medidos em pistas de testes, onde o VRAT, ou M_S , tem relação com o torque de alinhamento residual do pneu (M_Z) e a força lateral do pneu no eixo Y (F_y), de acordo com a Figura 1.2.

$$M_S = M_z - (F_y)e \quad (1.1)$$

Existem duas formas comuns de quantificar a tendência direcional do veículo. Para modelos computacionais é comum calcularmos o VRAT, definindo seu limite de torque aceitável baseado na categoria do veículo e na experiência com a satisfação do consumidor. Também é possível medir o desvio lateral (y) de um automóvel após percorrer uma determinada distância (x) em linha reta com velocidade constante, em rodovia controlada, conforme a Figura 1.3.

As variações de processo durante a produção industrial de grande volume, as carac-

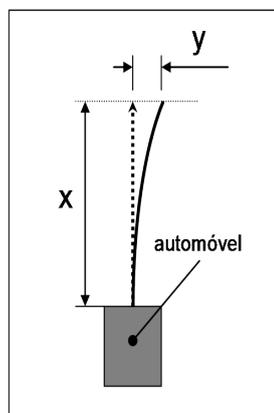


Figura 1.3: Teste de avaliação de desvio lateral. Fonte: [MURARI et al., 2011](#)

terísticas intrínsecas aos tipos de pneus utilizados e as características construtivas do pavimento onde o veículo irá ser comercializado, são os principais fatores que devem ser considerados para calcular o VRAT. Um modelo computacional bem elaborado deve levar em consideração todos os fatores importantes para o cálculo de VRAT, provenientes da fabricação da carroceria e suspensão (Cross Camber, Cross Caster), da fabricação dos pneus (Conicidade e Torque de auto-alinhamento residual do Plysteer (PRAT)) e por último a Inclinação da Pista, de acordo com a Figura 1.4. Os termos aqui descritos serão definidos no Capítulo 3.4 referente a etapa de decomposição no Processo em V.

Portanto, para levarmos em consideração a modelagem computacional aqui proposta de-

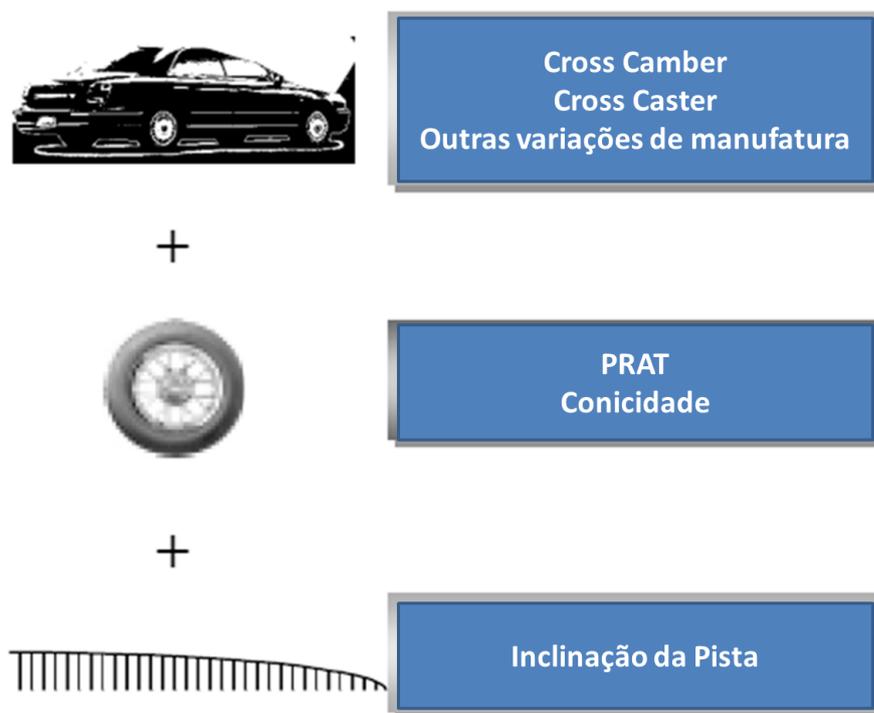


Figura 1.4: Fatores importantes para o cálculo de VRAT. Fonte: OH; CHO; GIM, 2000

finimos agora o nosso problema: quais tolerâncias dimensionais do sistema de suspensão influenciam significativamente no VRAT, ou seja, como definir quais características devem ser controladas durante a usinagem e conformação dos componentes para que, durante a montagem do conjunto, a variação dimensional comum do processo não ultrapasse os limites especificados para o VRAT.

Neste sentido, o presente trabalho tem como objetivo propor um método que possa ser aplicado para simular virtualmente o efeito das variações dimensionais da carroceria e das peças do sistema de suspensão na tendência direcional de veículos automotores.

É proposto que a avaliação dos resultados leve em consideração os fatores que contribuem para as variações de Cross Camber e Cross Caster. Desta forma não serão definidos apenas os valores de variação permitidos para o alinhamento de rodas, também serão definidas

as tolerâncias dos componentes individuais e dos processos de montagem para alcançar estes valores.

Esta pesquisa é importante porque a correta determinação das tolerâncias que serão aplicadas nos componentes que formam o sistema de suspensão em um veículo automotor permite que os recursos sejam aplicados onde realmente é necessário para garantir o controle da variação dimensional e conseqüentemente reduzir os custos de produção. Também será possível prever a variação do VRAT com os relatórios de medição dos componentes controlados, o que permite atuar no processo de fabricação para evitar o retrabalho de veículos após a montagem e garantir que o cliente não seja penalizado com problemas de desalinhamento de rodas.

A avaliação do VRAT é importante no desenvolvimento na dinâmica de veículos automotores. Variações de Cross Camber e Cross Caster são fatores muito importantes neste estudo, com limites de especificação que não devem ser maiores do que 0,5 graus para evitar problemas de qualidade relacionados com VRAT (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001). Esta especificação é difícil de ser alcançada nos processos de produção em massa sem um projeto detalhado das tolerâncias e a avaliação de suas influências nas características geométricas do sistema de suspensão. Durante a pesquisa da literatura existente, os mais importantes trabalhos no estudo de simulação multicorpos para a dinâmica veicular, (BLUNDELL; HARTY, 2004), (PACEJKA, 2005) e (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995), não abordaram como calcular as variações previstas para estes fatores, ou mesmo como determinar a curva de distribuição do VRAT com base nas tolerâncias de projeto. Demonstrando uma clara necessidade de um estudo aprofundado do mesmo.

É senso comum o conhecimento que as montadoras têm seus próprios modelos estáticos e dinâmicos para simulação multicorpos, sendo assim o presente método tem como foco o desenvolvimento da superfície de resposta para cálculo do VRAT com o uso dos dados obtidos com as simulações de um veículo de passeio de pequeno porte. A validação da superfície de resposta se dará exclusivamente pela comparação dos resultados obtidos com a superfície de resposta com a simulação multicorpos, sem validação empírica, entretanto, seria aconselhável a validação do modelo computacional multicorpos com testes físicos, para aprimorar a correlação do modelo com a realidade e garantir a precisão dos resultados.

Neste ponto surgem as seguintes questões: quais fatores são importantes no cálculo de VRAT para cada veículo e como determinar seus limites de especificação, baseado na consideração que praticamente todos os modelos e montadoras têm características construtivas e dinâmicas diferentes?, como desenvolver o experimento de forma a garantir uma boa correlação entre a simulação multicorpos e a superfície de resposta?, é possível utilizar os resultados da simulação para prever os resultados de produção em tempo real? Esta dissertação está ainda estruturada, além deste capítulo, segundo a proposta abaixo:

- **Capítulo 2 - Fundamentação Teórica:** Disserta sobre os conceitos fundamentais da dinâmica veicular nas simulações multicorpos e da base estatística necessária para

analisar o problema proposto;

- **Capítulo 3 - Cálculo da capacidade de processo para VRAT:** Demonstra as etapas de criação do modelo dinâmico e estático. Utiliza o Processo em V para estruturar o fluxo de análise do problema;
- **Capítulo 4 - Revisão Aplicada:** Estrutura a etapa de Revisão para garantir que as informações obtidas pela simulação sejam aplicadas no processo de fabricação;
- **Capítulo 5 - Considerações Finais:** Apresenta as conclusões, contribuições e algumas sugestões de atividades de pesquisa a serem desenvolvidas no futuro.

Fundamentação Teórica

2.1 Conceitos sobre Dinâmica Veicular

2.1.1 Massa concentrada e Sistema fixo de coordenadas

O comportamento dinâmico do veículo automotor é determinado pelas forças impostas ao veículo pelo pneu, gravidade e aerodinâmica. As variáveis de movimento básicas a serem estudadas são aceleração, frenagem, trajeto e curva. Os veículos e seus componentes são estudados para determinar quais forças serão produzidas por cada uma das fontes durante as manobras, e, desta forma, evitar problemas nos teste físicos como exemplificado na Figura 2.1. Para este propósito é necessário estabelecer uma rigorosa abordagem durante a modelagem dos sistemas e as convenções que serão usadas para descrever este comportamento dinâmico (GILLESPIE, 1992).



Figura 2.1: Teste do Alce em um Mercedes Classe A. Fonte: BLUNDELL; HARTY, 2004

O veículo é tratado como uma massa concentrada no Centro de Gravidade (CG) do conjunto e a convenção da SAE para o eixo de coordenadas está representado na Figura 2.2, onde: x significa Longitudinal; y , Lateral; z , Vertical; p , Rolamento Lateral; q , Arfagem e r , Guinada. A massa que representa o corpo é denominada de massa suspensa e a massa

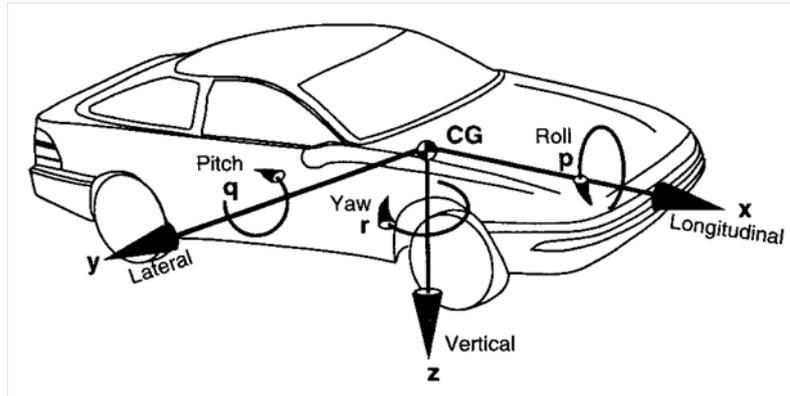


Figura 2.2: Sistema fixo de coordenadas do veículo conforme a SAE. Fonte: GILLESPIE, 1992

representada pelos pneus é denominada de massa não suspensa (GILLESPIE, 1992).

A Figura 2.3 demonstra a representação do sistema fixo de coordenadas da terra com base na SAE, onde: X significa Longitudinal; Y, lateral; ν , Ângulo de Curso; ψ , Ângulo de Guinada e β , Ângulo de Escorregamento Lateral (GILLESPIE, 1992).

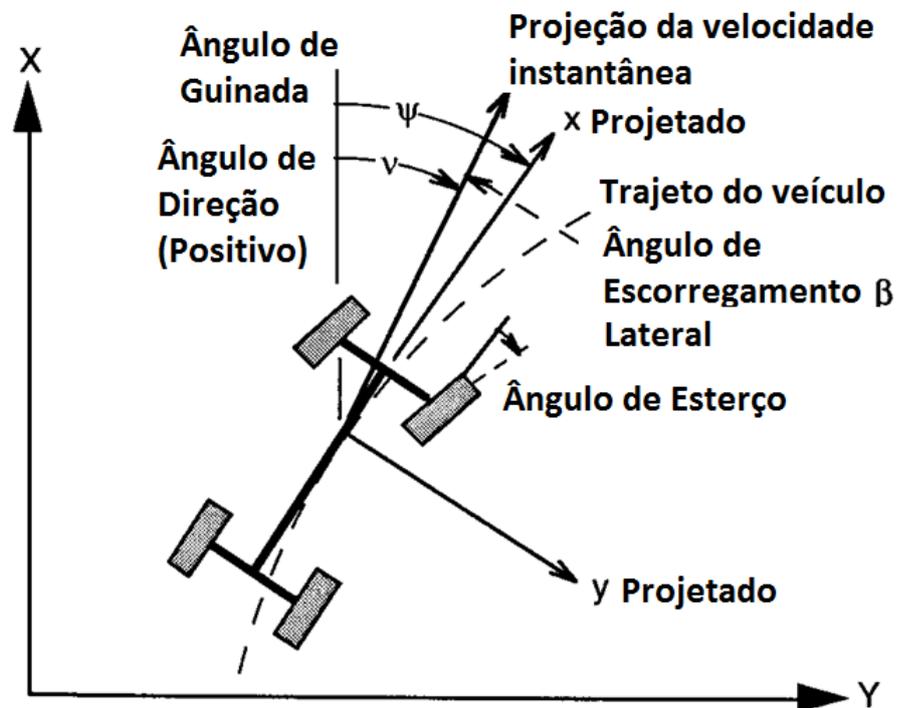


Figura 2.3: Sistema fixo de coordenadas da terra conforme a SAE. Fonte: GILLESPIE, 1992

2.1.2 Variáveis de movimento e Forças

Geralmente descritas pelas velocidades em relação ao sistema fixo de coordenadas do veículo, tendo como base o sistema fixo de coordenadas da terra. Forças e momentos são definidos pela forma que atuam no veículo. Sendo assim uma força positiva no eixo X indicara uma força cujo vetor está direcionado para frente do veículo (GILLESPIE, 1992). A segunda lei de Newton é aplicada a maioria das análises relativas à dinâmica veicular. Esta lei é valida para translações e rotações.

Para os sistemas de translação, a força resultante em uma partícula é igual a razão do tempo de mudança do seu momento linear em um sistema de referência inercial.

$$\vec{F} = \frac{d\vec{p}}{dt} \quad (2.1)$$

É possível se fazer um paralelo para sistemas de rotação, onde $d\vec{L}$ é a variação da quantidade de movimento angular e dt o intervalo de tempo em que o torque é aplicado.

$$\vec{\tau} = \frac{d\vec{L}}{dt} \quad (2.2)$$

2.1.3 Cargas Dinâmicas

Considere o veículo da Figura 2.4 onde as forças significantes que atuam em um veículo são apresentadas. Presumindo que o veículo não está acelerando a soma dos torques no ponto A deverá ser zero, conforme a Equação 2.3 apresentada por GILLESPIE em 1992.

$$W_f L + D_A h_a + (W/g) a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin \Theta - W c \cos \Theta = 0 \quad (2.3)$$

A partir da equação 2.3 é possível desenvolver a resolução da força W_f (Equação 2.4) , e com uma equação similar, a resolução da força W_r (Equação 2.5).

$$W_f = (W c \cos \Theta - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - (W/g) a_x h - D_A h_a - W h \sin \Theta) / L \quad (2.4)$$

$$W_r = (W b \cos \Theta - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - (W/g) a_x h - D_A h_a - W h \sin \Theta) / L \quad (2.5)$$

W_r e W_f são as forças que atuam nos pontos A e B da Figura 2.4, respectivamente, pontos estes que representam o contato entre o pneu e o solo e são importantes em

qualquer modelo computacional para cálculo do VRAT. No cálculo destas forças levamos em consideração o Centro de Gravidade (CG), o peso do veículo (W), o ângulo de trabalho (Θ), forças que atuam contrárias ao movimento causadas pela aerodinâmica (D_A) ou o uso de engates (R_{hx} e R_{hz}) e distâncias entre o CG e os eixos do veículo (b e c), distância entre os eixos (L) e distância do solo para as forças contrárias ao movimento (h , h_a e h_h) (GILLESPIE, 1992).

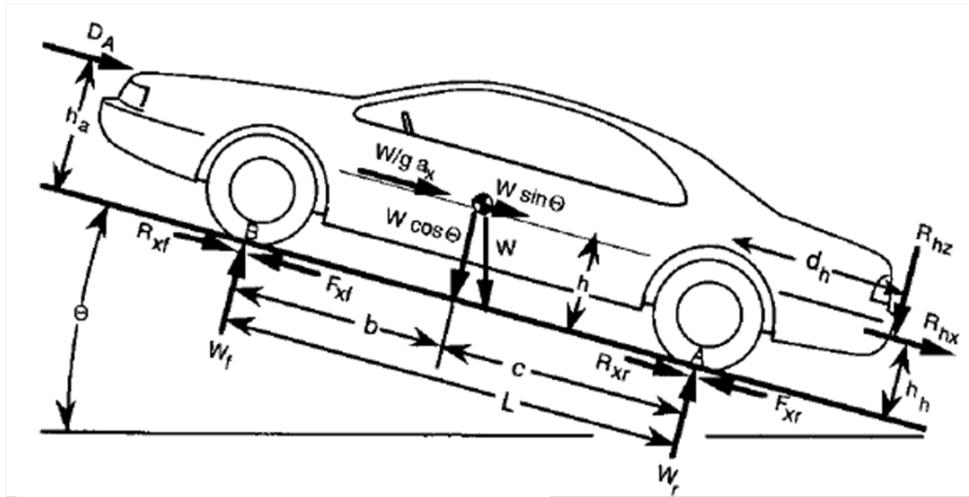


Figura 2.4: Cargas Dinâmicas. Fonte: GILLESPIE, 1992

2.2 Processo em V e simulação multicorpos

2.2.1 Processo em V

O desenvolvimento dos veículos automotores passa por diferentes fases de projeto. Estas fases no ciclo de vida do desenvolvimento de produto foram identificadas de forma genérica conforme a Figura 2.5.

No caso da suspensão, o projeto passa por diferentes etapas. Antes de demonstrar estas etapas, é necessário entender a divisão existente na dinâmica veicular: isolamento e controle (Figura 2.6). Isolamento consiste em separar o motorista dos distúrbios que ocorrem durante a operação do veículo. Distúrbios, estes, que podem ser gerados pelo veículo ou por fatores externos. Controle, por sua vez, é relacionado com o comportamento do veículo ao responder aos comandos do motorista (BLUNDELL; HARTY, 2004).

De acordo com GILLESPIE, o entendimento das forças e momentos gerados pelo pneu no contato com o solo é essencial para o entendimento da dinâmica veicular. A dinâmica veicular pode ser dividida em dois níveis: o empírico e o analítico. O entendimento empírico provém da tentativa e erro pelo aprendizado de quais fatores influenciam o desempenho do veículo sobre determinadas condições. Porém, sem o conhecimento mecânico de como mudanças de projeto e propriedades afetam o desempenho, extrapolando experiências passadas e novas condições que envolvam fatores desconhecidos, os métodos empíricos podem induzir a erros. Por este motivo a abordagem analítica costuma ser muito mais

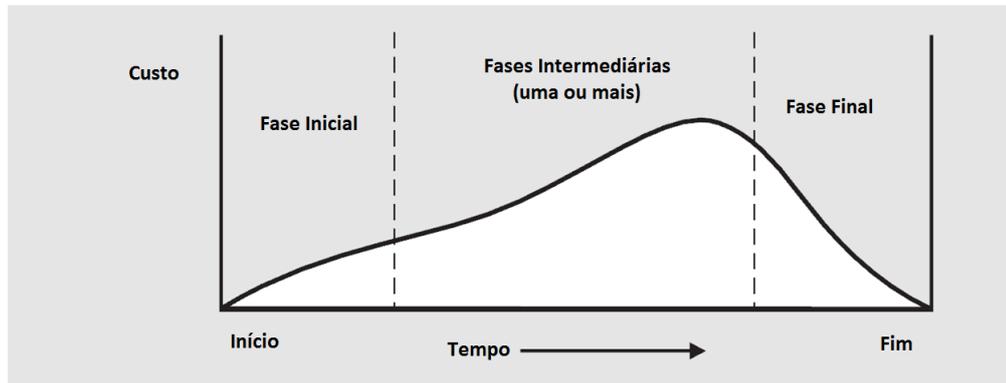


Figura 2.5: Exemplo de ciclo de vida genérico para um projeto. Fonte: [DUNCAN, 1996](#)

empregada pelos engenheiros. A abordagem analítica propõe descrever os mecanismos de interesse baseado nos conhecimentos das leis da física, e neste caso pode-se estabelecer um modelo analítico. Em casos mais simples estes modelos podem ser representados por equações algébricas e diferenciais relacionadas com as forças ou movimentos do sistema. O modelo provém a capacidade de prever, e permite propor soluções para alcançar o objetivo durante as fases de projeto. Os métodos analíticos não são a prova de erros, visto que tratam de aproximações da realidade. Cabe ao engenheiro compreender as hipóteses e fatores de entrada para melhor aproximar o modelo analítico à realidade, de forma a aproveitar ao máximo suas qualidades.

O crescimento da capacidade de processamento computacional disponível torna possível a adição de mais complexidade aos modelos analíticos ([HARTY, 1999](#)). Modelos complexos requerem mais dados para serem definidos, e estes dados demandam tempo para serem adquiridos. Porém isto é necessário ao desenvolvimento dos modelos computacionais. De acordo com [SHARP, 1991](#),

“Modelos não possuem valores intrínsecos. Modelos são para resolver problemas. Eles devem ser pensados em relação ao problema ou gama de problemas que se pretende resolver. O modelo ideal é aquele que, com uma complexidade mínima, é capaz de resolver problemas com um risco aceitável de que a solução esteja errada.”

Os métodos analíticos devem ser parte de um processo estruturado, para garantir que o erro do modelo seja aceitável. Um método analítico difundido na engenharia automotiva é o processo em V, que foi proposto por [BLUNDELL; HARTY](#) conforme a Figura 2.7, e é dividido em nove fases:

1. Objetivo (Aspiration): Definição dos objetivos a serem alcançados. Por exemplo: ter o sistema de direção mais confortável do mercado.
2. Definição (Definition): Definir um valor mensurável para que seja possível determinar se a pretensão foi alcançada. Ao final desta etapa deve-se ter uma descrição clara de sucesso e falha.
3. Análise (Analysis): Geralmente existe mais de uma forma de conseguir a solução do sistema, pela combinação de subsistemas e componentes. Durante esta etapa algumas decisões terão que ser tomadas sobre quais combinações são preferidas, baseado na pre-

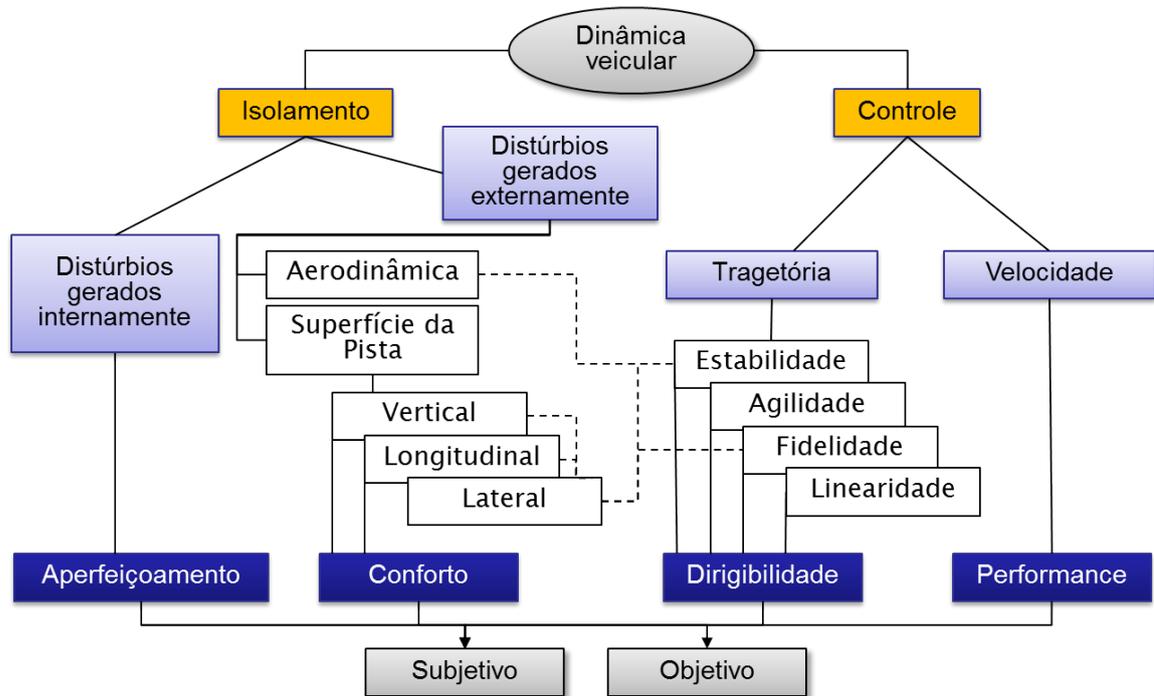


Figura 2.6: Interações na dinâmica veicular. Fonte: [BLUNDELL; HARTY, 2004](#)

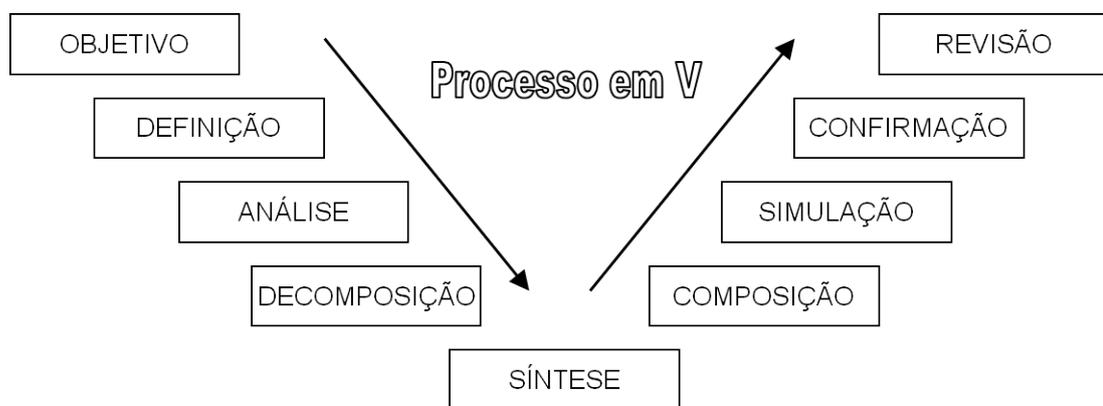


Figura 2.7: Processo em V. Fonte: [BLUNDELL; HARTY, 2004](#)

tensão. Um mapa do escopo pode ser desenvolvido e servir de guia para a tomada de decisões.

4. Decomposição (Decomposition): Decompor o sistema em subsistemas ou componentes e atribuir objetivos como custos, desempenho e peso.
5. Síntese (Synthesis): Criar as peças e subsistemas, geralmente com o auxílio de computadores para validar se os objetivos individuais estão sendo atingidos. Exemplos desta etapa são verificações de esforços em pontos específicos do componente ou simulação da cinemática da suspensão.
6. Composição (Composition): Montar o sistema para uma simulação completa, porém com um nível de confiança muito maior para cada componente individual.
7. Simulação (Simulation): Muitas vezes referida como prototipagem virtual, a fase de simulação é a utilização de modelos computacionais para prever o comportamento do sistema completo e seus contribuidores. Alguns modelos preparados para os subsistemas na fase de síntese são reutilizados na simulação.
8. Confirmação (Confirmation): Testes em veículos reais devem ser efetuados para a correta aprovação do modelo virtual. Este estágio não deve apresentar surpresas, já que mudanças costumam ter um elevado custo após a construção de protótipos físicos.
9. Revisão (Review): Muitas vezes omitida, na fase de revisão deve-se questionar os resultados obtidos. O que foi bem executado? O que poderia ser melhor? Quais as tecnologias que poderiam ser empregadas no sistema? Documentar esta fase permite poupar recursos durante o desenvolvimento da nova geração de veículos.

2.2.2 Simulação multicorpos com o uso de softwares comerciais

Programas de computador para simulação multicorpos vêm sendo desenvolvidos desde 1960. Um destes programas foi o KAM (Kinematic Analysis Method) capaz de calcular deslocamentos, analisar velocidade e aceleração e resolver forças de reação limitadas ao um grupo de modelos de suspensão (COOPER et al., 1965). Outro programa a ser considerado foi o COMMEND (Computer-orientated Mechanical Engineering Desing) utilizado para resolver problemas em duas dimensões (KNAPPE, 1965).

Estes foram percussores de softwares como o AUTOSIM, RASNA Applied Motion Software, e o MSC.ADAMS, que será utilizado no desenvolvimento das simulações multicorpos desta dissertação. A origem deste último software se deu na Universidade de Michigan em 1967 (BLUNDELL; HARTY, 2004). O MSC.ADAMS é largamente utilizado pela indústria automotiva atual, e os resultados das simulações obtidas com o uso deste software são apresentados em vários artigos e livros de Blundell.

2.2.3 *MSC.ADAMS*

O MSC.ADAMS é um software de simulação multicorpos que permite a construção e teste de protótipos virtuais e é amplamente utilizado pela indústria para resolver modelos em sistemas mecânicos, formular e calcular equações em sistemas cinemáticos, estáticos e dinâmicos além de otimizar o projeto do sistema pelo uso de variáveis, restrições e objetivos de engenharia ([MSC.SOFTWARE, 2011](#)).

Este software é composto por pacotes para simulações específicas, como durabilidade, vibração ou pneus. Para esta dissertação o módulo utilizado foi o MSC.ADAMS Chassis, que permite a simulação de eventos com o veículo completo ou metade do veículo como aceleração em curva, manobra para mudança de faixa (Figura 2.8), VRAT, entre outros.

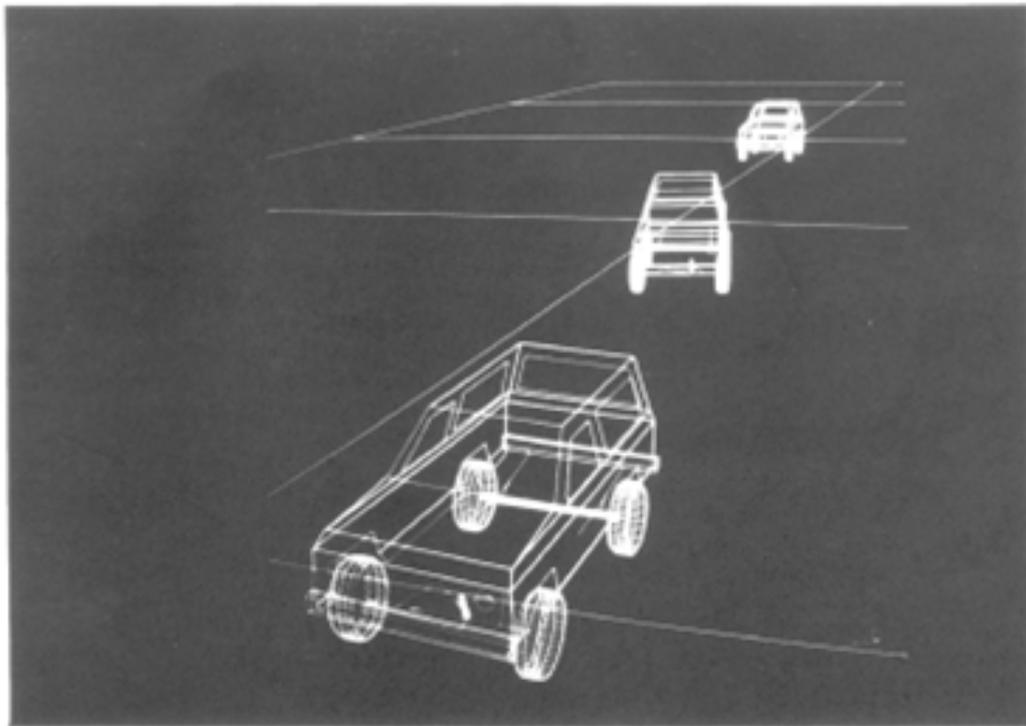


Figura 2.8: Bronco II em uma simulação de mudança de faixa. Fonte: [ANTOUN et al., 1986](#)

2.2.4 *ModeFRONTIER*

ModeFRONTIER é um software multidisciplinar e multi-objetivo desenvolvido para ser facilmente acoplado com ferramentas de engenharia auxiliadas por computador (CAE), por exemplo o MSC.ADAMS. Seu nome se refere a “Fronteira do Pareto”, que significa o limite ideal onde as soluções melhor atendem os requisitos do sistema, ou seja, representa o melhor conjunto de soluções possíveis ([ESTECO, 2011](#)).

Ele também pode ser utilizado para simulações de pós-processamento, como utilizado no método proposto nesta dissertação. Uma vez que os dados tenham sido obtidos por algum software de CAE ou medições físicas em um Delineamento de Experimentos (DOE), por exemplo, é possível importa-los para gerar análises estatísticas e desenvolver equações entre as respostas e variáveis, ou mesmo gerar novas simulações a partir destes dados sem utilizar o software inicial. A Figura 2.9 representa o modelo desenvolvido para o cálculo de VRAT no ModeFRONTIER.

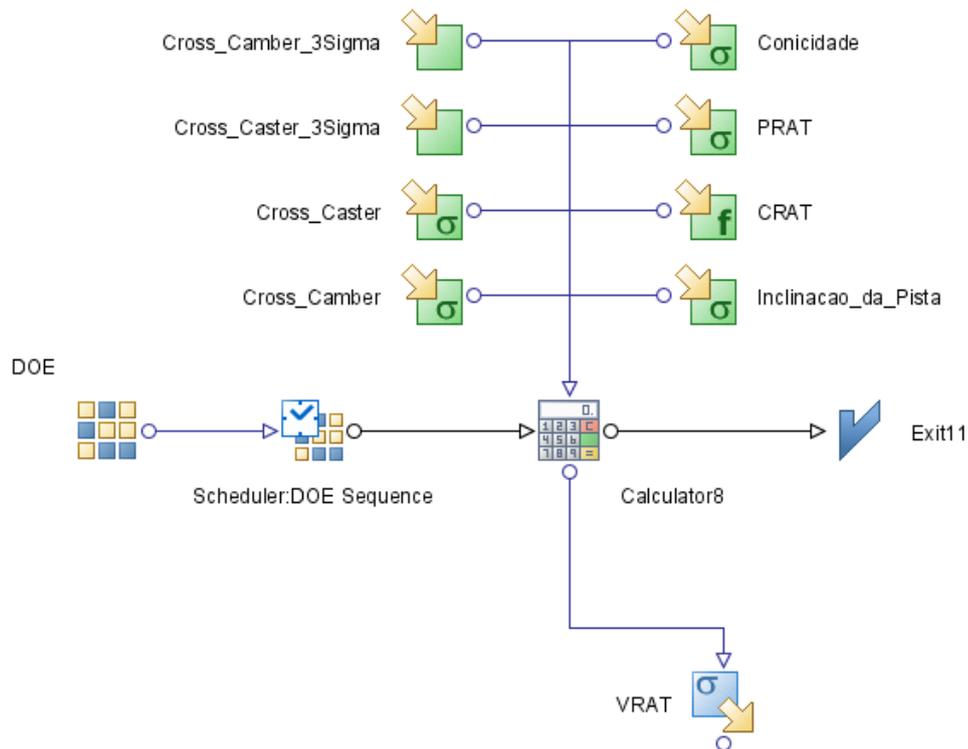


Figura 2.9: Fluxo de processo para VRAT no ModeFRONTIER. Fonte: O Autor

2.3 Estatística em processos automotivos

A estatística é dividida em dois ramos: Descritiva e Inferencial (BOX; HUNTER; HUNTER, 1978)). A estatística descritiva é dedicada a resumir, organizar e descrever um conjunto de dados, enquanto a inferencial é utilizada para inferir ou concluir sobre a população com o uso de uma amostra. A população é o conjunto total de dados que consiste dos objetos, medições ou indivíduos e que representam o objeto de interesse.

Uma variável aleatória discreta é uma variável aleatória com uma faixa finita (ou infinita contável) e uma variável aleatória contínua é uma variável aleatória com um intervalo (tanto finito como infinito) de números reais para sua faixa (MONTGOMERY; RUNGER, 2006).

2.3.1 Medições de localização e variação

A notação estatística utilizada nas Equações de Variância (Equação 2.6) e Desvio Padrão (Equação 2.7) foi usada conforme a Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Notação estatística para amostras

Notação	Símbolo
Valor Medido	x
Média aritmética	\bar{x}
Variância	S^2
Desvio Padrão	S
Tamanho da amostra	n

Média aritmética: soma de todas as medições divididas pelo número total de medições.

Amplitude: é a diferença entre o valor máximo e o valor mínimo encontrados em um conjunto de dados.

Variância: é a medição do desvio de um conjunto de dados em relação a média (Equação 2.6).

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1} \quad (2.6)$$

Desvio padrão: é a medição da variação em relação a média e é igual a raiz quadrada da variância (Equação 2.7).

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (2.7)$$

2.3.2 Probabilidade e amostragem aleatória

Probabilidade de um evento é o número de vezes que provavelmente este evento ocorrerá durante um experimento, quantificada atribuindo-se um número do intervalo [0,1] ao resultado.

$$P(A) = \frac{n_a}{N} \quad (2.8)$$

Onde: $P(A)$ representa a probabilidade (P) de um evento A; n_a é a quantidade de vezes que aconteceu o evento A; N é o total de eventos.

Os eventos de probabilidade mais comuns nas análises estatísticas da indústria automotiva são a união, intersecção e complemento de um evento.

Coletar uma amostra aleatória, significa retirar n observações aleatórias ou saídas selecionadas aleatoriamente de uma mesma população de forma que qualquer elemento na população tenha a mesma probabilidade de ser selecionado. A amostragem aleatória deve ser cuidadosamente planejada e executada para que represente a população (MONTGOMERY, 2004).

2.3.3 Variáveis aleatórias discretas

Uma variável aleatória discreta é uma variável aleatória com uma faixa finita (ou infinita contável). As equações 2.9 e 2.10 demonstram os cálculos de média e variância, respectivamente, para uma variável aleatória discreta x cuja probabilidade de distribuição é $P(x)$.

$$\mu = \sum_x x \cdot P(x) \quad (2.9)$$

$$\sigma^2 = \sum_x (x - \mu)^2 \cdot P(x) \quad (2.10)$$

A distribuição de probabilidade de uma variável x aleatória demonstra como a probabilidade total é distribuída entre os possíveis valores de x. Considere um dado com seis lados, por exemplo, o probabilidade de cada lado será $P(x) = \frac{1}{6}$.

$F(x)$ é denominado a função de distribuição cumulativa de uma determinada variável x e representa a soma de todas as probabilidades para diferentes valores de X menores ou iguais a um valor específico ou o limite superior de x, que deve ser um número inteiro.

$$F(x) = P(X \leq x) = \sum_{X \leq x} P(x) \quad (2.11)$$

Algumas regras devem ser levadas em consideração para o cálculo de média. Estas regras serão descritas em seguida.

Regra 1: A expectativa de uma constante (a) é ela mesma:

$$E(a) = a$$

Regra 2: Multiplicar uma variável aleatória por uma constante é igual a multiplicar o valor esperado ($E(x)$) pela constante:

$$E(ax) = aE(x)$$

Regra 3: Adicionar ou subtrair uma constante (b) de cada termo aumenta ou reduz, conseqüentemente, o valor esperado pela constante:

$$E(ax \pm b) = aE(x) \pm b$$

Regra 4: O valor esperado da soma ou diferença de variáveis aleatórias é igual a soma ou diferença dos valores esperados:

$$E(ax \pm by) = aE(x) \pm bE(y)$$

Regra 5: Se x e y são variáveis independentes:

$$E(xy) = E(x)E(y)$$

As distribuições mais comuns em eventos discretos da industria automotiva são: binomial, binomial negativa, hipergeométrica e poisson.

2.3.4 Variáveis aleatórias contínuas e funções de distribuição

A distribuição de probabilidades para uma variável aleatória contínua descreve o comportamento da variável e é representado por $f(x)$. A função de distribuição cumulativa de uma variável contínua descrita na Equação 2.12.

$$F(x) = P(X \leq a) = \int_{-\infty}^a f(x)dx \quad (2.12)$$

O cálculo do valor esperado de média e variância seguem as Equações 2.13 e 2.14, respectivamente, e as distribuições comumente usadas no setor automotivo são Uniforme, Normal e Exponencial.

$$\mu = E(x) = \int_{-\infty}^{\infty} x \cdot f(x)dx \quad (2.13)$$

$$\sigma^2 = E[(x - \mu)^2] = \int_{-\infty}^{\infty} (x - \mu)^2 \cdot f(x)dx \quad (2.14)$$

2.3.4.1 Distribuição uniforme

A distribuição uniforme de uma variável contínua x é caracterizada pela equação 2.15 e representada pela figura 2.10, onde a e b são parâmetros da distribuição, indicando os limites mínimos e máximos respectivos.

$$f(x) = \frac{1}{b-a}, a \leq x \leq b \quad (2.15)$$

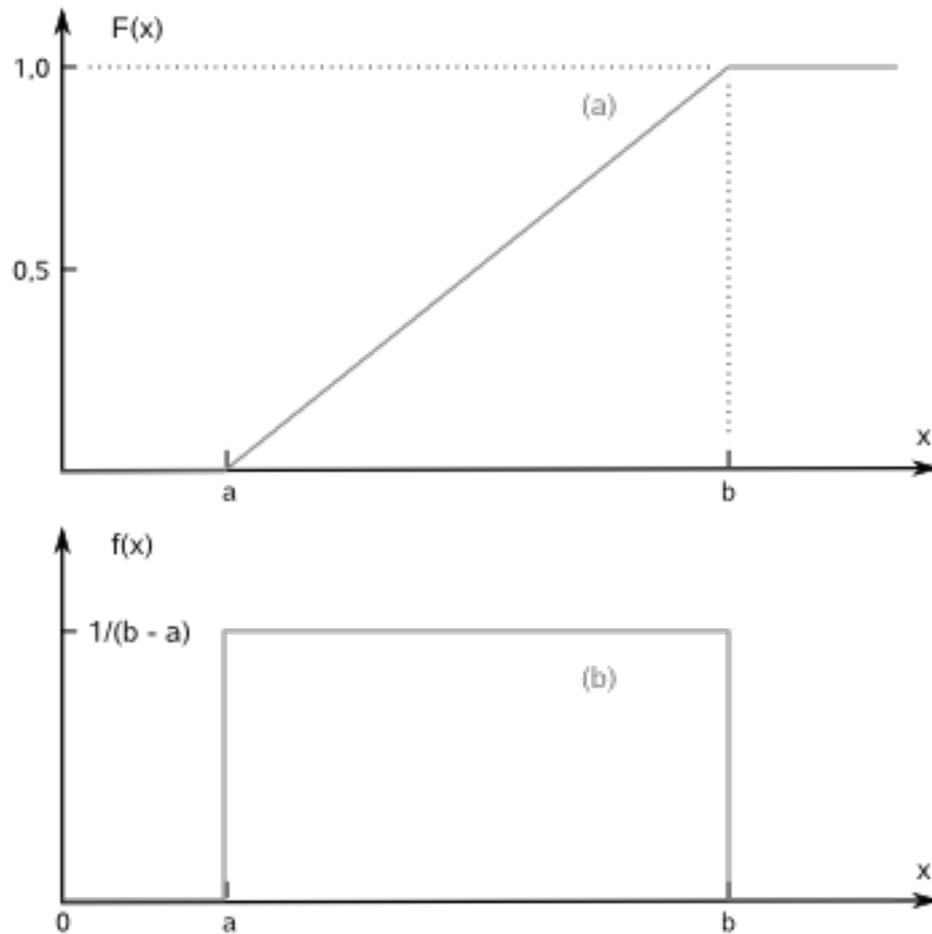


Figura 2.10: Função de distribuição acumulada e densidade para uma distribuição uniforme.
Fonte: [MSPC](#)

2.3.4.2 Distribuição normal

A distribuição normal é uma das mais importantes do ponto de vista estatístico porque ocorre em uma variedade de fenômenos físicos, comportamento humano, processos industriais entre outros. Também é conhecida como curva de gauss ou curva de sino. Uma variável aleatória x tem distribuição normal se a função de densidade de probabilidade for conforme a equação 2.16. Esta curva está representada pela figura 2.11.

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (2.16)$$

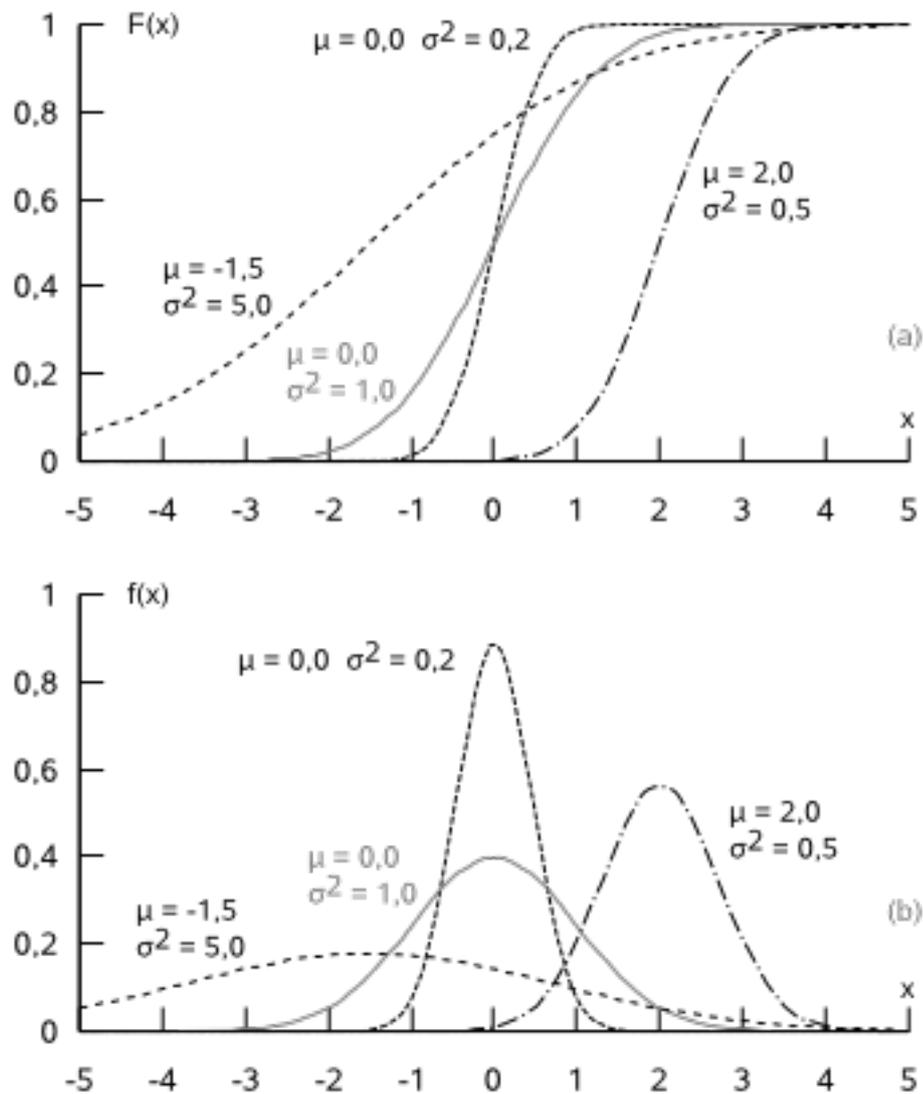


Figura 2.11: Função de distribuição acumulada e densidade para diferentes combinações de μ e σ^2 . Fonte: [MSPC](#)

2.3.4.3 Distribuição normal padrão e teorema do limite central

As curvas normais representativas de distribuição de frequências podem ser transformadas em uma curva normal padrão, denominada z . Esta distribuição é caracterizada por ter média igual a zero e desvio padrão igual a 1, e pode ser padronizada por $z = (x - \mu)/\sigma$.

O valor para z é adimensional.

De acordo com as propriedades da função de densidade, a área total sob a curva indica a probabilidade de todo o conjunto observado, e a área sob a curva entre dois valores quaisquer de x indica a probabilidade de ocorrência entre estes dois fatores. Para $x = \pm 1\sigma$ temos uma área aproximada de 0,682. Uma área aproximada de 0,997 é representada por $x = \pm 3\sigma$ e é comumente conhecida como dispersão natural do processo.

Independente da forma da distribuição dos dados coletados, a distribuição das médias amostrais tenderá a ser normal quanto maior for o número de amostras n .

$$\mu_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (2.17)$$

O cálculo da distribuição normal padrão e o teorema do limite central são importantes porque torna possível a comparação de diferentes processos.

2.3.5 Capacidade de Processo - C_p e C_{pk}

Capacidade do processo é a medição da performance do processo, comparativamente a um objetivo ou especificação. Se o processo seguir uma curva de distribuição de dados estatisticamente normal podem ser utilizados os índices de capacidade conhecidos por C_p e C_{pk} . O indicador de capacidade C_p é a razão da amplitude dos limites de especificação da engenharia, ou seja, o Limite Superior de Especificação (LSE) menos o Limite Inferior de Especificação (LIE) pela variação natural do processo, representada por seis desvios padrão (Equação 2.18). Com o C_p , é possível verificar se a variação de processo atenderá as expectativas dos clientes, traduzidas em especificações de engenharia. O C_p é um número adimensional e caso este numero seja igual ou maior do que 1, significa que o processo atende o especificado pelo projeto.

$$C_p = \frac{LSE - LIE}{6\sigma} \quad (2.18)$$

Porém, o C_p não leva em consideração os desvios de média, comum a praticamente todos os processos mecânicos. Para avaliar a centralização da curva normal em relação aos Limites Superior e Inferior de Especificação, utilizasse o C_{pk} (Equação 2.19).

$$C_{pk} = \min \left\{ \frac{LSE - \mu}{3\sigma} \right\}; \left\{ \frac{\mu - LIE}{3\sigma} \right\} \quad (2.19)$$

Alguns processos necessitam de um valor maior do que 1 dos índices Cp e Cpk para atender as expectativas dos clientes. O Cp igual a 1 significa ter aproximadamente 2400 defeitos para cada milhão de oportunidades ou processos efetuados. Um sistema de freios do veículo automotor, por exemplo, certamente deverá ter processos com Cp melhores do que 1. Para ser considerado um processo Seis Sigma o Cp deverá apresentar um valor igual ou maior do que 2, ou seja, 3,4 defeitos para cada milhão de oportunidades ou processos efetuados (YANG; EL-HAIK, 2003).

Observe que quanto maior for o Cp de um processo, mais confiável ele será porque produzirá menos defeitos. Para selecionar um processo que produzirá um determinado componente ou sistema, é necessário avaliar qual o Cp que este processo atingirá. No caso deste valor ser menor do que 1, o processo não atenderá as expectativas do cliente. Se for maior do que 2, é necessário avaliar se o custo ou tempo de execução do processo são impeditivos para que seja utilizado e neste caso selecionar um processo diferente.

2.3.6 Regressão

Regressão é um método para se determinar o valor esperado de uma variável. Com este método é possível prever o valor da variável y em função da variável x ou estimar qual a influência de x em y . É possível dividir o método de regressão em simples e múltiplo. A regressão linear simples constitui uma tentativa de estabelecer uma equação matemática linear que descreva o relacionamento entre duas variáveis. Da mesma forma como usamos a média para resumir uma variável aleatória, a reta de regressão é usada para resumir a estimativa linear entre duas variáveis aleatórias (LAPPONI, 2005).

$$\hat{y} = b_0 + b_1x \quad (2.20)$$

Onde:

\hat{y} = variável resposta

b_0 = constante

$b_k x_k$ = constante k multiplicada pela variável k

Quando a variável resposta é dependente de mais do que uma única variável, é possível considerar o uso da regressão múltipla para explicar o problema em questão. A regressão múltipla prove uma equação entre duas ou mais variáveis x e uma resposta y , onde k é o número de variáveis que influenciam na resposta \hat{y}

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_kx_k \quad (2.21)$$

2.3.6.1 Matriz de Correlação e Matriz de Efeitos

O peso e o volume de um determinado caroço são dependentes, porque existe uma relação entre eles, que é a densidade do caroço (Figura 2.12). Quanto maior for o volume do caroço, maior será o seu peso. Podemos observar que altos valores no eixo y tendem a ocorrer ao mesmo tempo que altos valores no eixo x, ou seja, duas variáveis aleatórias apresentam covariância, que significa tender a se desviar de forma parecida em relação as respectivas médias (NETO; SCARMINIO; BRUNS, 2003).

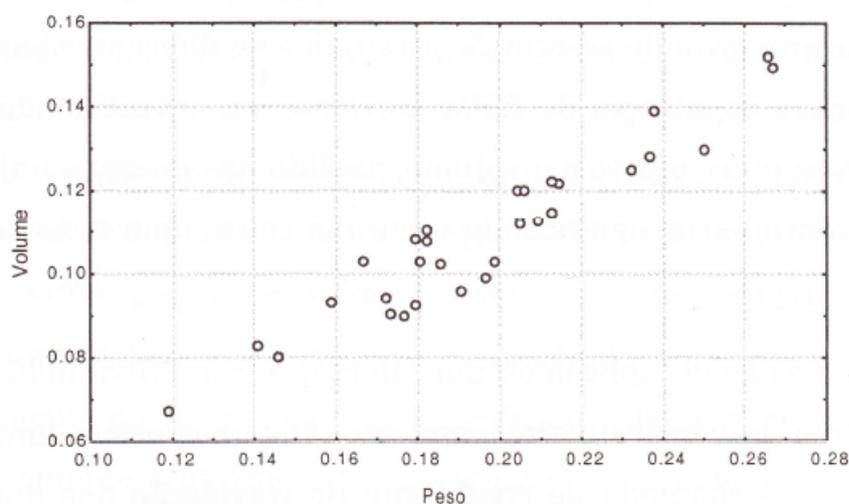


Figura 2.12: Relação linear de duas variáveis, acrescida de um erro aleatório. Fonte: NETO; SCARMINIO; BRUNS, 2003

A covariância é calculada conforme a Equação 2.3.6.1, onde (x_i, y_i) são os valores das observações individuais para o elemento i , (\bar{x}, \bar{y}) são as médias amostrais e N é o número de elementos da amostra.

$$Cov(x, y) = \frac{1}{N - 1} \sum (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \quad (2.22)$$

Como o valor de covariância depende da escala usada para medir x e y , torna-se difícil utiliza-lo para comparar o grau de associação estatística de diferentes pares de variáveis. Isto pode ser resolvido dividindo cada desvio individual pelo desvio padrão da variável correspondente, gerando uma espécie de covariância normalizada, chamada de coeficiente de correlação (r). Este coeficiente fica restrito a ao intervalo $[-1, +1]$ e é calculado conforme a Equação 2.3.6.1, onde (S_x, S_y) são os desvios padrão amostrais (NETO; SCARMINIO; BRUNS, 2003).

Variáveis ligadas por uma relação linear perfeita têm coeficiente de correlação igual a $+1$, se quando os valores das duas variáveis crescem, e igual a -1 , se quando uma cresce a

outra diminui. O valor 0 significa que não existe correlação (NETO; SCARMINIO; BRUNS, 2003). A Matriz de Correlação é desenvolvida com este coeficientes.

$$r(x, y) = \frac{1}{N - 1} \sum \left(\frac{x_i - \bar{x}}{S_x} \right) \left(\frac{y_i - \bar{y}}{S_y} \right) \quad (2.23)$$

Do ponto de vista dos fatores, podemos analisar correlação e interação. A correlação entre fatores representa a dependência desses fatores entre si, de modo que um influencia o outro, obscurecendo o efeito produzido sobre a variável dependente. Uma interação, por outro lado, indica que o efeito de um ou mais fatores depende dos níveis de outros fatores para exercer efeito sobre a variável dependente, de maneira que um fator não influencia o outro (MAGNUSON; MOURÃO, 2003).

A Matriz de Efeitos é uma análise gráfica da interação entre os fatores (ESTECO, 2011). Um grupo de dois fatores interagem entre si quando as linhas geradas pelo gráfico cruzam, ou exista um ângulo visível entre elas. Estes fatores não interagem se estas linhas forem apresentadas paralelas na Matriz de Efeitos.

2.3.7 Simulação de Monte Carlo

O método de Monte Carlo teve início no interesse de Stan Ulam em processos aleatórios, como jogar cartas. Calcular a probabilidade de sucesso em um jogo de cartas chamado paciência é uma tarefa completamente intratável. Um procedimento prático é produzir um grande número de jogadas e examinar a proporção relativa de sucessos. O jogo de paciência é apenas um exemplo para toda a classe de problemas combinatórios que ocorrem em matemática pura e ciências aplicadas. É possível perceber que a estimativa nunca vai estar dentro dos limites previstos com total certeza, mas apenas (se o número de tentativas é grande) com grande probabilidade. Mesmo para estabelecer a probabilidade devemos recorrer a Lei dos Grandes Números (LLN) e resultados da teoria de probabilidades (METROPOLIS; ULAM, 1949).

John von Neumann percebeu que o potencial deste método e, em 1947, ele e Ulam escreveram uma carta para Robert Richtmyer onde incluíram uma possível solução estatística para resolver o problema da difusão de neutrons em materiais capazes de sofrer fissão nuclear. Assim surgiu o método de Monte Carlo (METROPOLIS, 1987).

A base da Simulação de Monte Carlo, ou SMC, é simular um determinado número de possíveis cenários a partir de um processo estocástico para a variável aleatória de interesse. A SMC apresenta diversas vantagens: flexibilidade, simplicidade conceitual, facilidade de incorporação de modelagens complexas e obtenção de distribuições empíricas de probabilidades. Como desvantagem da SMC pode-se destacar a falta de critério para definir o intervalo da frequência acumulada, cujo sorteio aleatório se baseia de acordo com a distribuição escolhida (KLEIJNEN, 1974). Esta desvantagem não afetará o estudo

proposto nesta dissertação.

Os métodos de simulação estocástica são procedimentos para a geração de números pseudo-aleatórios cujo objetivo é explorar o espaço de incerteza ou campo de possibilidades de um dado fenômeno físico ou então outros tipos de variáveis onde o comportamento pode ser matematicamente quantificado (PRODAN; PRODAN, 2001).

A SMS será de grande importância no desenvolvimento desta dissertação para a obtenção de dados no modelo de simulação estocástica do sistema de suspensão e validar Cross Camber e Cross Caster durante a fase de Síntese no Processo em V, além de ser utilizada para gerar os dados iniciais das iterações para calcular o VRAT.

2.4 Principais contribuidores para a variação de VRAT

2.4.1 Sistemas de suspensão

As funções primárias de um sistema de suspensão são: isolar a carroceria das imperfeições da pista, manter as rodas nos ângulos corretos em relação a pista, reagir as forças de controle produzidas pelos pneus, manter o pneu em contato constante com a pista com mínimas variações de carga e resistir aos movimento laterais da carroceria. Suspensões são geralmente divididas em dois grupos: eixo sólido e suspensão independente.(GILLESPIE, 1992).

A suspensão de eixo sólido é aquela onde o movimento de uma roda é transmitida para a roda oposta. É utilizada na parte traseira de muitos carros e caminhões, além de ser usada na parte frontal de caminhões com tração nas quatro rodas. Algumas vantagens deste tipo de suspensão são: o movimento lateral da carroceria não afeta o Camber e o alinhamento das rodas é facilmente mantido, minimizando o desgaste dos pneus (GILLESPIE, 1992). Hotchkiss, Four Link e De Dion são exemplos de suspensões de eixo sólido. Suspensões independentes permitem que cada roda mova verticalmente sem afetar a roda oposta. Carros de passageiro e caminhões leves utilizam suspensão independente na parte frontal, já que uma das vantagens é o seu tamanho reduzido, o que gera espaço montar o motor. Maior resistência para transmitir vibrações na direção e resistência ao rolamento lateral são outras vantagens deste tipo de suspensão (GILLESPIE, 1992). Suspensão Frontal SLA, MacPherson e Suspensão Traseira Multi-Link são exemplos de suspensão independente.

Dentre os sistemas de suspensão apresentados, dois deles serão detalhados porque foram utilizados no modelo computacional para cálculo de VRAT: MacPherson e Barra de Torção.

2.4.1.1 Suspensão MacPherson

Este é o sistema mais utilizado no eixo dianteiro de veículos de passageiros e possui como principais vantagens a pequena quantidade de componentes, a economia de espaço utilizado pela suspensão, fácil manufatura e desempenho adequado ao uso urbano (Figura 2.13). A manga de eixo no qual está conectada a roda é solidária à parte inferior do tirante telescópico. O tirante, que tem a função de amortecedor da suspensão, é fixado em sua parte superior à carroceria com a utilização de bucha de borracha com rolamento. A mola usada nesse sistema é helicoidal. Esta é fixa entre as duas partes do tirante, envolvendo o amortecedor, de forma que os percursos da mola e do amortecedor de uma mesma roda são praticamente iguais. A parte inferior do tirante é acoplada à um braço triangular na forma de bandeja ou a um sistema com dois braços ligados à carroceria (MERLING, 2007).

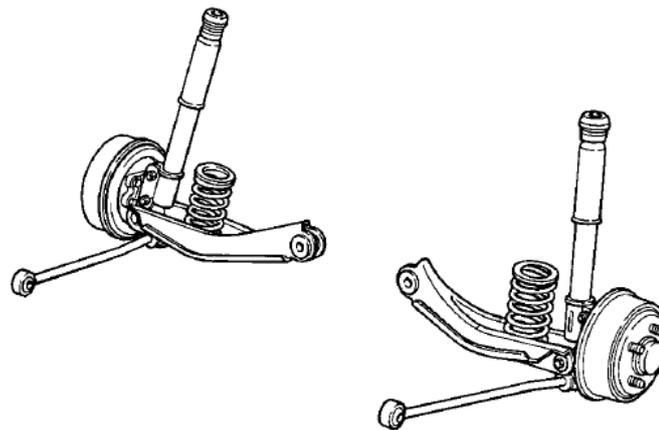


Figura 2.13: Suspensão Mcpherson. Fonte: GILLESPIE, 1992

2.4.1.2 Suspensão “Twist Beam” ou Barra de Torção

A suspensão do tipo Barra de Torção foi desenvolvida na década de setenta e é utilizada em veículos de passeio com tração dianteira (Figura 2.14). Consiste em dois braços longitudinais arrastados soldados a um elemento torsional transversal, fixado a carroceria por mancais articuláveis e suportes metálicos. O elemento de torção absorve os momentos gerados pelas forças verticais e horizontais, e, por ser deslocado da linha de centro das rodas, funciona como uma barra anti-rolagem do veículo. Como vantagens, esta suspensão é fácil de ser montada e desmontada, necessita de pouco espaço, não necessita de braços de controle ou barras de ligação e representa para o veículo pouca massa não suspensa (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

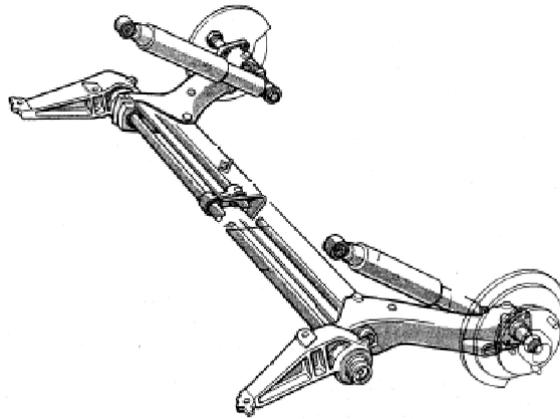


Figura 2.14: Suspensão do tipo Barra de Torção. Fonte: REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001

2.4.2 Ângulos das rodas

Os valores nominais dos ângulos das rodas devem ser definidos pela engenharia das montadoras para cada modelo de veículo desenvolvido, e influenciam em atributos de controle do veículo como estabilidade e agilidade (BLUNDELL; HARTY, 2004). Os ângulos das rodas que influenciam no cálculo de VRAT são os ângulos de Camber e Caster (OH; CHO; GIM, 2000).

2.4.2.1 Camber

Camber é o ângulo da roda relativo ao eixo vertical, visto da frente ou da traseira do veículo. Quando a roda está inclinada para fora do veículo é um Camber positivo; o oposto, ou seja, a roda inclinada para dentro do veículo, é um Camber negativo (Figura 2.15). O Camber das rodas não deve ser confundido com o Camber dos pneus, que é definido como o ângulo entre o plano central da roda e o vetor normal. Ângulos de Camber excessivos causam desgaste assimétrico no pneu.

Em geral, um pneu com Camber produz uma força lateral na direção da inclinação. Quando essa força ocorre com zero grau de deslizamento, isto é chamado impulso de Camber. Uma componente de força lateral atribuída a Camber pode também ocorrer em ângulos de giro maiores que zero. Esta força função do tipo de pneu, construção, forma, trilho, pressão, carga, esforço de tração/frenagem e Camber e ângulos de deslizamento. A pista aplica forças nos pneus que tendem a remover as curvaturas do modo estacionário (sem rolagem) da tipografia. A resultante dessas forças é o impulso de cambagem. É possível comparar a força lateral produzida pelo ângulo de Camber com a produzida pelo ângulo de deslizamento. Por causa do perfil e tamanho da distorção do desenho padrões,

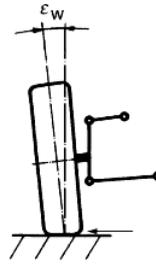


Figura 2.15: Padrão SAE de qualificação de Camber positiva. Fonte: REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001

a força lateral gerada no intervalo linear (ângulos pequenos) de um grau de ângulo de deslizamento é maior que o gerado por um grau de Camber. Para pneus tradicionais a rigidez para se fazer uma curva, é geralmente de cinco a seis vezes maiores que a rigidez de Camber.

Conhecendo o fenômeno do impulso de Camber fica clara sua influência na análise de deslizamento do veículo. Portanto, verificar a variação da Camber ao longo da produção industrial torna-se um parâmetro importante de avaliação de qualidade. As variações no processo de fabricação acabam por gerar diferenças entre os valores nominais de projeto e o que realmente é produzido. Estas diferenças dificilmente são simétricas e é essa propriedade do processo de fabricação que acaba gerando as diferenças de Camber entre o lado direito e esquerdo do veículo, como mostra a Figura 2.16. Estas diferenças entre os ângulos de Camber do lado direito e esquerdo são chamadas de Cross Camber. A especificação de engenharia para Cross Camber recomendada para veículos de passeio é de $\pm 0,5^\circ$ (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

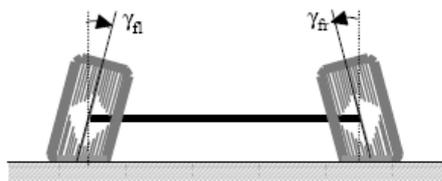


Figura 2.16: Cross Camber. Fonte: OH; CHO; GIM, 2000

2.4.2.2 Caster

Caster é o ângulo em que o eixo de giro do pneu é inclinado para frente ou para trás da vertical, quando se avalia o veículo lateralmente. O Caster é positivo quando o eixo do pivô estiver inclinado para trás (isto é, a parte superior do eixo é posicionada anteriormente a base) e o oposto significa que o veículo possui um Caster negativo (Figura 2.17).

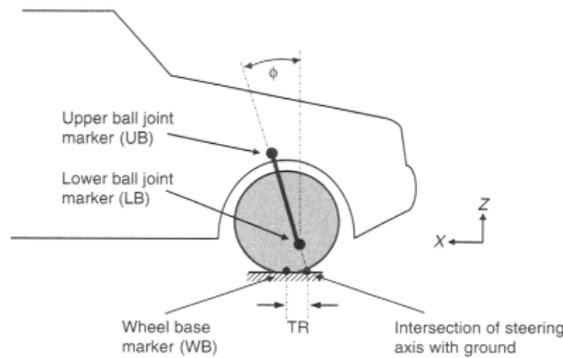


Figura 2.17: Ângulo de Caster e Caster Trail. Fonte: [BLUNDELL; HARTY, 2004](#)

O Caster positivo tende a endireitar a roda quando o veículo está andando para frente, e isto é utilizado para melhorar a estabilidade em linha reta. O mecanismo que causa essa tendência é facilmente ilustrado pela inclinação das rodas dianteiras de um carro de supermercado. O eixo de giro de uma roda de carro de supermercado é posicionado posteriormente onde a roda toca o solo. Quando o carro é empurrado para frente, o pivô de giro puxa a roda, e desde que a roda seja arrastada através do solo, ela cairá em uma linha atrás do eixo de direção (Figura 2.18). A força que faz com que a roda siga o eixo de giro é proporcional a distância entre o eixo e o contato do pneu com o solo, quanto maior a distância, maior a força. Essa distância é chamada de Caster Trail.



Figura 2.18: Roda de carro de supermercado. Fonte: www.jjcarrinhos.com.br

A maioria dos carros não é particularmente sensível a alterações de caster. Apesar disto, é importante garantir que o caster seja o mesmo nos dois lados do veículo para evitar a tendência de deslizamento para um lado. Quanto maior for o ângulo de caster, melhor será a capacidade de o veículo andar em linha reta, porém aumenta o esforço para girar o volante. De três a cinco graus de caster positivo é o típico intervalo utilizado, com ângulos menores usados para carros grandes para proporcionar um esforço de direção razoável. Pelos mesmos motivos que a diferença de camber ocorre, também existem as variações

de caster como a Figura 2.19 exemplifica. A diferença entre a medição de Caster do lado direito e esquerdo em um veículo é conhecida como Cross Caster, e a especificação de engenharia para Cross Camber recomendada para veículos de passeio é de $\pm 0,5^\circ$ (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

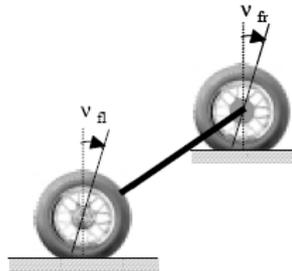


Figura 2.19: Cross Caster. Fonte: OH; CHO; GIM, 2000

2.4.3 Pneus

A função primária do pneu é prover a interface entre o veículo e as pistas. A área de contato para um veículo médio típico é menor do que uma folha de papel do tipo carta e, mesmo com esta pequena área de contato, o pneu guia o veículo com segurança durante os dias de chuva, permite virar o veículo rapidamente em uma rampa de estacionamento ou passa por pequenos buracos sem sofrer danos. O pneu também suporta o peso do veículo, gera o atrito necessário com a pista para que haja movimento e absorve as irregularidades da pista (GENT; WALTER, 2005).

Um pneu é formado por várias camadas e materiais e cada uma destas camadas está descrita conforme a numeração da Figura 2.20 (MICHELIN,).



Figura 2.20: Exemplo de pneu em corte. Fonte: MICHELIN

1. Uma camada hermética de borracha sintética, que deu lugar à antiga câmara interna do pneu;
2. Camada feita de cabos finos de fibra têxtil, distribuídos em linhas retas e revestidos de borracha. Estes cabos são responsáveis por determinar a sustentação do pneu e ajudam a resistir impactos e pressão extra;
3. Esta é a área em que a borracha se conecta à roda, importantíssima para manter a integridade do pneu durante a frenagem ou para resistir a força motriz provocada pela aceleração;
4. Fio metálico responsável por conectar o pneu à roda;
5. Borracha lateral responsável por proteger o pneu de impactos contra a calçada, buracos no asfalto, entre outros, além de possuir marcações que informam sobre as características do pneu;
6. Esta é a área de revestimento, uma das maiores responsáveis pela força e durabilidade do pneu. É feita de cordas de aço conectadas à borracha;
7. Camada que tem a importante função de reduzir o calor provocado pelo atrito e auxiliar a manter a forma do pneu quando o veículo está em alta velocidade. É reforçado com cordões de Nylon embutidos nas camadas de borracha ao longo de toda circunferência do pneu;
8. Esta é a área de contato direto com o solo. Deve ser resistente contra impacto e aderir aos diversos tipos de superfície.

O pneu tem a função crucial de transmitir as forças longitudinais, laterais e verticais entre o veículo e a pista (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001). Existem variações nestas forças entre cada veículo produzido, mesmo que sejam exatamente do mesmo modelo, e estas variações são provenientes dos processos de fabricação dos pneus. Estas variações afetam diretamente no resultado de VRAT e são causadas pela Conicidade, CRAT e PRAT dos pneus.

2.4.3.1 Conicidade dos Pneus

Conicidade dos pneus (Figura 2.21) é definida como a força lateral gerada nos pneus que não muda de sentido em relação à face do pneu devido à mudança de direção da rotação. Assim como seu nome sugere, conicidade causa o efeito de o pneu rolar com se fosse um cone, sempre curvando para o lado com menor circunferência. Isso é mais visível no nível da banda de rolagem de pneus usados com excesso de Camber. Diferenças de rigidez nas cintas de cada lado do pneu podem gerar conicidade quando carga é aplicada.

A conicidade pode também mudar de magnitude e direção durante a vida do pneu, principalmente com o mau uso. Entretanto as mudanças irão ocorrer após uma quilometragem razoavelmente grande, em condições de um desgaste normal ou com envelhecimento estático, caso o veículo esteja simplesmente estocado, são fatores que podem aumentar

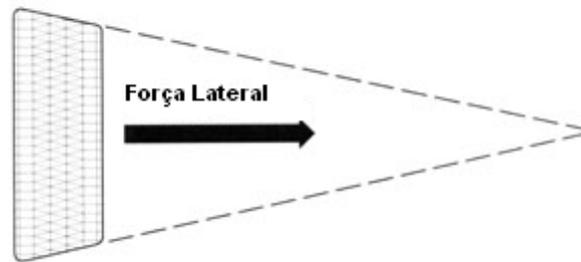


Figura 2.21: Ilustração de um pneu cônico. Fonte: [CORTES](#)

os valores de conicidade. Um pneu inflado corretamente dificilmente vai alterar suas condições físicas, mas isso não significa dizer que ele não terá conicidade. A Figura 2.22 demonstra o que acontece com os pneus quando estão em diferentes condições de pressão. É importante considerar esses fatores, que incluem calibração inadequada e alinhamento de suspensão que excedem os limites de especificação para diagnosticar os sintomas do deslizamento lateral.



Figura 2.22: Diferentes configurações de calibração de pneu e seus efeitos no contato com o solo. Fonte: [OBRINGER](#)

Medições de conicidade podem ser utilizadas para estimar precisamente que configuração vai ser mais desejável para minimizar uma condição de deslizamento lateral. Previsões quantitativas nos valores de deslizamento vão variar para cada carro, especialmente quando alteramos as configurações de carregamento. Ao selecionar uma alternativa de configuração baseada nas magnitudes de conicidade, é importante lembrar que a conicidade depende da pressão do pneu de forma a reduzir quando a pressão aumentar. Veículos que

utilizam altas pressões de calibração de pneu podem ser menos sensíveis para uma dada conicidade do que outros com baixas pressões especificadas.

2.4.3.2 CRAT

A diferença de força normal no pneu gerada pelo momento criado no eixo que passa longitudinalmente no centro do pneu do veículo, resultante da força lateral gerada pela conicidade no contato do pneu com o solo é chamada de CRAT (Figura 2.23). Esta diferença é causada principalmente pela variação da conicidade dos pneus.

Esta diferença de força normal impacta diretamente no efeito de deslizamento aumentando ou diminuindo a transferência de potência para solo devido ao acréscimo ou não na reação normal. Uma analogia simples é a forma na qual o skate realiza curva mesmo suas rodas sendo fixas. O skatista inclina seu corpo na direção em que deseja que o skate curve, com isso a força normal nas rodas internas aumenta bastante, entretanto as rodas externas perdem contato com o solo. Analogamente, quando as forças normais dos pneus não são iguais o mesmo efeito é causado.

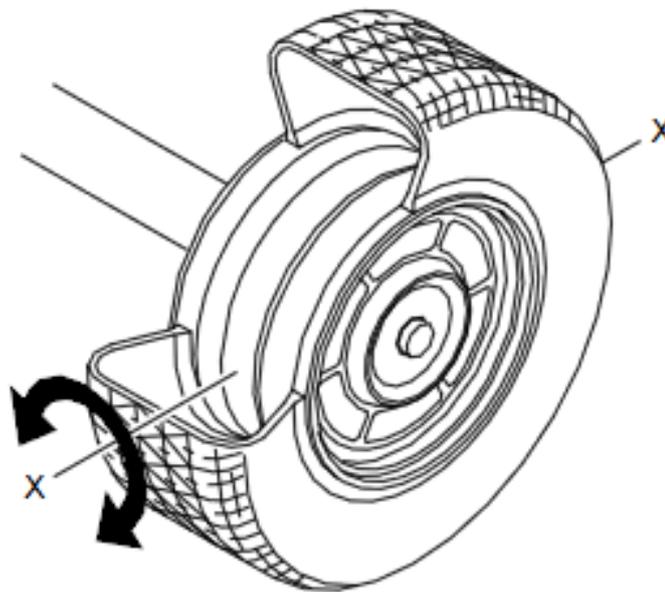


Figura 2.23: Ilustração do momento gerado pela conicidade. Fonte: REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001

2.4.3.3 PRAT

Outro atributo relacionado com os pneus, e derivado da força lateral gerada pelo pneu devido as variações e assimetrias na carcaça do pneu, também chamada de plysteer, é o PRAT e está diretamente relacionado ao momento gerado pela força do plysteer no centro de rolagem do veículo. Para não ser confundido com as forças de CRAT os testes de aferição de PRAT são feitos nos dois sentidos de giro.

O PRAT e a CRAT tem a mesma direção quando o pneu é girado em sentido horário, entretanto, quando girado no sentido anti-horário, o PRAT troca de direção e o CRAT continua na mesma direção do sentido de giro horário, e pode, portanto, ser calculado pela diferença dos valores entre o sentido horário e anti-horário. É por esse motivo, que os modelos matemáticos de pneu utilizados na análise do efeito de deslizamento são diferentes para o lado esquerdo e lado direito, pois as forças geradas pelo plysteer são diferentes a depender do sentido de giro.

O PRAT influencia no efeito do carro puxar alterando a força normal do pneu com o solo e sua representatividade está diretamente associada à magnitude do plysteer que gera este PRAT. De acordo com o [PACEJKA](#), a força gerada pelo plysteer é igual à de um ângulo próprio de esterço e como o PRAT é dependente do plysteer, seu valor também é proporcional a esse ângulo.

A Figura 2.24 mostra como os valores de CRAT e PRAT são calculados separadamente apesar de atuarem da mesma forma e na mesma área do pneu, ou seja, no contato do pneu com o solo.

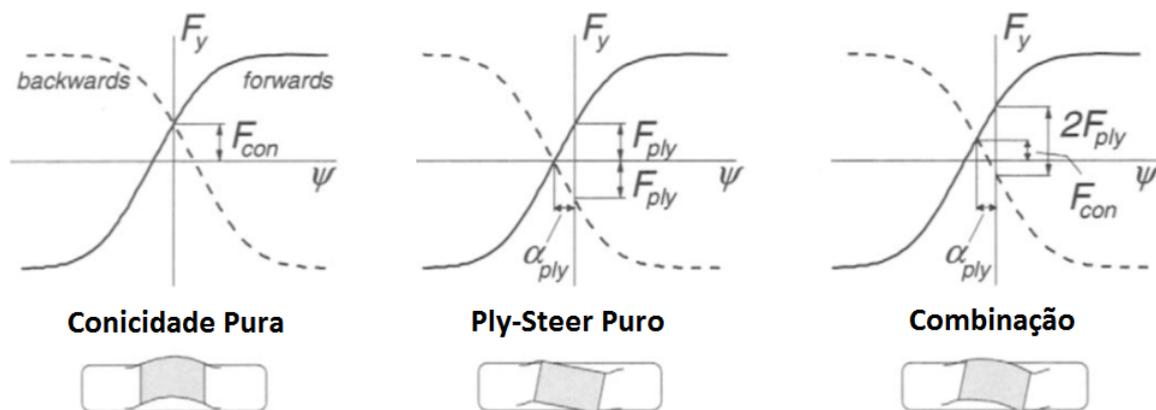


Figura 2.24: Efeito do PRAT e CRAT na área de contato do pneu. Fonte: [PACEJKA, 2005](#)

2.4.4 Inclinação da pista

Outro atributo significativo relacionado com o efeito de deslocamento lateral de veículos é a inclinação da pista. É necessário considerar as variações de abaulamento de pista para cada mercado em que o veículo será comercializado, pois tal variável será de fun-

Cálculo da capacidade de processo para VRAT

3.1 *Aplicação do Processo em V*

Conforme citado anteriormente na Seção 2.2, é necessário um processo estruturado para garantir que o erro do modelo seja aceitável. Por este motivo, cada etapa do cálculo de capacidade do processo para VRAT foi estruturada conforme especificado pelo Processo em V.

3.2 *Objetivo e Definição*

O objetivo deste modelo é garantir que o consumidor não tenha a percepção de que o veículo está “puxando” para um dos lados, ou que o veículo esteja desalinhado (ver Figuras 1.1 e 1.3). O termo puxar foi utilizado propositalmente para que se tenha a real percepção do que é esperado como controle: o alinhamento de rodas e a robustez do sistema as variações do terreno. Neste caso o atributo de engenharia que será controlado será o VRAT.

Como o valor deste atributo varia para cada montadora e por se tratar de informação confidencial, não encontrado nos livros dos autores de dinâmica veicular, neste projeto será utilizado o limite de especificação para VRAT de $0 \pm 0.50Nm$, como base apenas para o cálculo da capacidade do processo. É importante ressaltar que estudos sobre quais valores podem ser aplicados como limites de engenharia para VRAT devem ser conduzidos pelas montadoras conforme o mercado em que o veículo será vendido.

Valores positivos de VRAT significam que a tendência direcional do veículo está para o lado esquerdo e valores negativos significam que o veículo tende para o lado direito. A Figura 3.1 mostra que os referenciais da tendência direcional estão invertidos em relação ao referencial da terra, para facilitar o entendimento dos Limites Inferior e Superior de Especificação para o VRAT.

3.3 *Análise*

VRAT pode ser calculado como uma função de vários fatores. Basicamente, deve-se utilizar nos cálculos fatores que influenciam na diferença de forças que atuam sobre os pneus do lado esquerdo e direito. É possível dividir estes fatores em carroceria, pneu

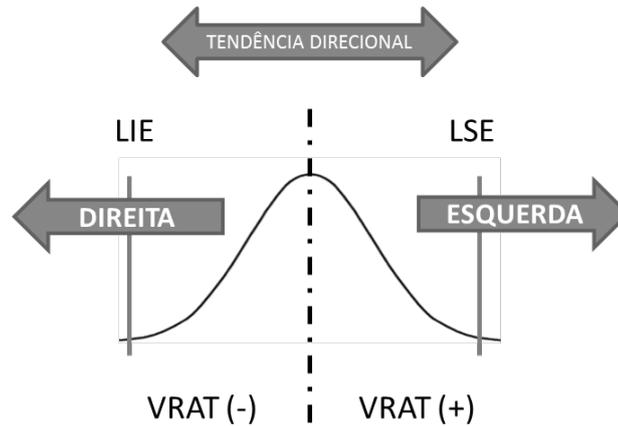


Figura 3.1: Tendência Direcional do Veículo conforme o valor de VRAT. Fonte: O Autor

e externo. Os fatores relacionados com a variação dimensional da carroceria são Cross Camber e Cross Caster. Os fatores relacionados com a variação dimensional do pneu são Conicidade e PRAT. Existe um fator externo que não é possível de ser controlado, porém influência diretamente no resultado de VRAT: a Inclinação da Pista.

Assim como a força lateral na área de contato do pneu com o solo, chamada de plysteer, gera um momento chamado PRAT, a conicidade do pneu, que também é uma força lateral, gera um momento cujo nome é CRAT. Este fator será adicionado aos fatores importantes já demonstrados por [OH](#); [CHO](#); [GIM](#). Para a análise computacional proposta, VRAT será uma função de Cross Camber, Cross Caster, Conicidade dos pneus, CRAT, PRAT e Inclinação da Pista.

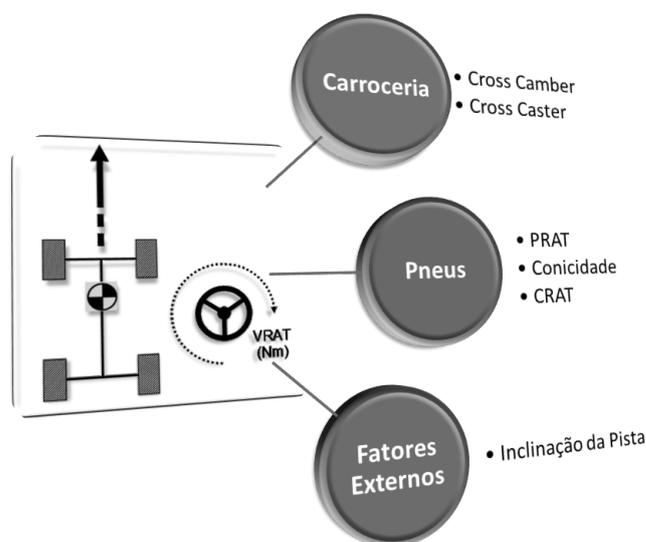


Figura 3.2: Fatores utilizados para simular o VRAT. Fonte: O Autor

3.4 Decomposição

O veículo modelado nesta dissertação foi baseado em um carro compacto com suspensão Macpherson na dianteira e barra de torção, também chamada de Twist Beam, na traseira. Essa configuração de suspensão cobre grande parte dos veículos com plataforma de baixo custo desenvolvidos atualmente.

Os limites de especificação são definidos durante a decomposição do sistema (Tabela 3.1). Cross Camber, Cross Caster e Inclinação da Pista foram especificados conforme a Capítulo 2. Conicidade, CRAT e PRAT dependem do tipo de pneu que será utilizado e são apenas dados aproximados aos de um pneu aro 13 de fabricação e materiais padrão. É importante ressaltar a necessidade de se avaliar as especificações dos pneus com o fabricante.

Tabela 3.1: Limites de especificação do projeto

Fatores	Curva de distribuição	Nominal	Limite Inferior	Limite Superior
Cross Camber (graus)	Normal	0	-0,5	0,5
Cross Caster (graus)	Normal	0	-0,5	0,5
Conicidade (N)	Uniforme	0	-53	53
CRAT (Nm)	Uniforme	0	f(conicidade)	f(conicidade)
PRAT (Nm)	Normal	-2	-0,5	0,5
Inclinação da Pista (%)	Uniforme	2,5	-0,5	0,5

3.5 Síntese

Dentre os fatores de controle, deve-se ter atenção especial com o Cross Camber e o Cross Caster, fatores resultantes do processo de soldagem da carroceria e dos processos de usinagem e conformação mecânica das peças que compõe o sistema de suspensão. Os pneus devem ser entregues para a montadora dentro dos limites especificados pela engenharia. Por estes motivos, seus projetos deverão ser validados pelos fornecedores, para garantir que atendam as especificações de projeto. A simulação da variação dimensional é necessária para verificar se o projeto do sistema de suspensão atende as especificações de engenharia para Cross Camber e Cross Caster. Lembremos que limite de especificação de engenharia utilizado neste modelo é de $\pm 0,5^\circ$ (Tabela 3.1). Esta especificação evita o desgaste prematuro dos pneus (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001) e auxilia a evitar que o veículo produzido tenha um elevado valor de desvio padrão para VRAT, e consequentemente aumenta a satisfação do cliente com a qualidade do produto.

3.5.1 Análise de Variação Dimensional - Carroceria

O desvio padrão de Cross Camber e Cross Caster previsto por projeto pode ser calculado com o uso de um modelo estocástico para cálculos de variação dimensional. Este modelo foi desenvolvido no software VisVSA, um software de simulação estocástica de sistemas mecânicos para avaliação da variação dimensional.

Para cada um dos pontos geométricos da suspensão representados nas Figuras 2.13 e 2.14 foram adicionadas as tolerâncias dimensionais, obedecendo distribuições normais, previstas pelo projeto de cada uma dos componentes do sistema, individualmente e as tolerâncias de montagem de cada subsistema. Os resultados da simulação de Monte Carlo com 5000 iterações são as variações de Cross Camber e Cross Caster e os principais contribuidores para esta variação.

A variação natural de processo simulada para Cross Camber (Figura 3.3) é de $\pm 0,44^\circ$. O Cp calculado é de 1,14, para o limite de especificação de $\pm 0,5^\circ$. Em relação ao Cross Caster, a variação natural de processo simulada é de $\pm 0,49^\circ$ (Figura 3.4). O Cp calculado é de 1,02, para o limite de especificação de $\pm 0,5^\circ$. Com estes resultados, é possível dizer que o projeto de tolerâncias das peças e do processo de montagem da carroceria e suspensão estão validados.

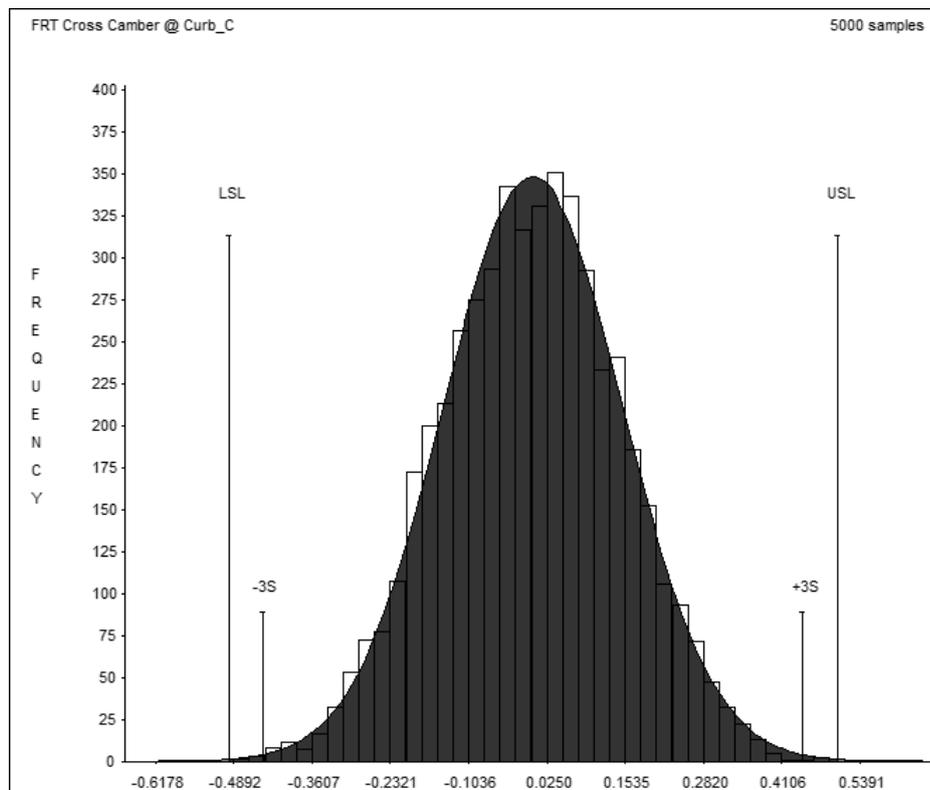


Figura 3.3: Curva de distribuição de Cross Camber. Fonte: MURARI et al., 2011

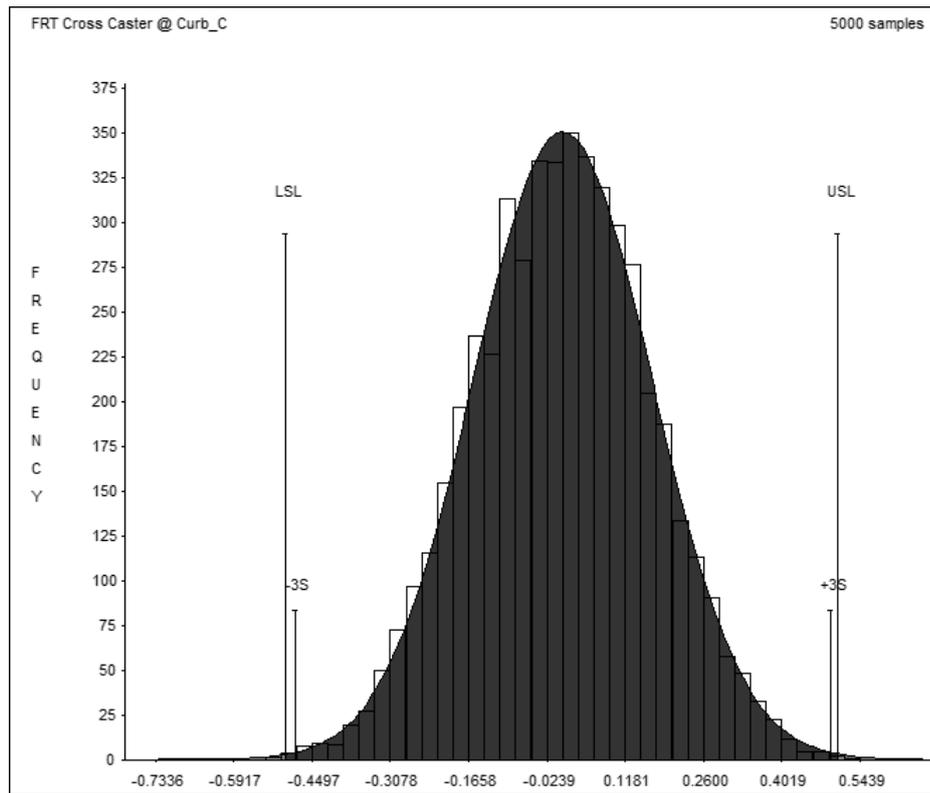


Figura 3.4: Curva de distribuição de Cross Camber. Fonte: [MURARI et al., 2011](#)

3.6 Composição e Simulação

3.6.1 Construção do modelo dinâmico e simplificações

O modelo de suspensão MacPherson contém algumas simplificações que não impactarão significativamente no resultado da análise. Todas as simplificações no modelo que serão apresentadas já foram utilizadas e analisadas na Tese de Doutorado de [WENDLANDT](#) e livros sobre simulação da dinâmica veicular ([BLUNDELL; HARTY, 2004](#)) e ([KIM, 2002](#)). Alguns dos componentes apresentados estão na Figura 3.5.

O suporte do amortecedor, que é o elemento que liga a massa suspensa ao conjunto de suspensão e no veículo real é um rolamento envolto com uma borracha que fica localizada na coluna telescópica, é modelado matematicamente com baixa resistência (atrito) a rotação no eixo Z. Essa baixa resistência deve ser aferida experimentalmente através de testes objetivos.

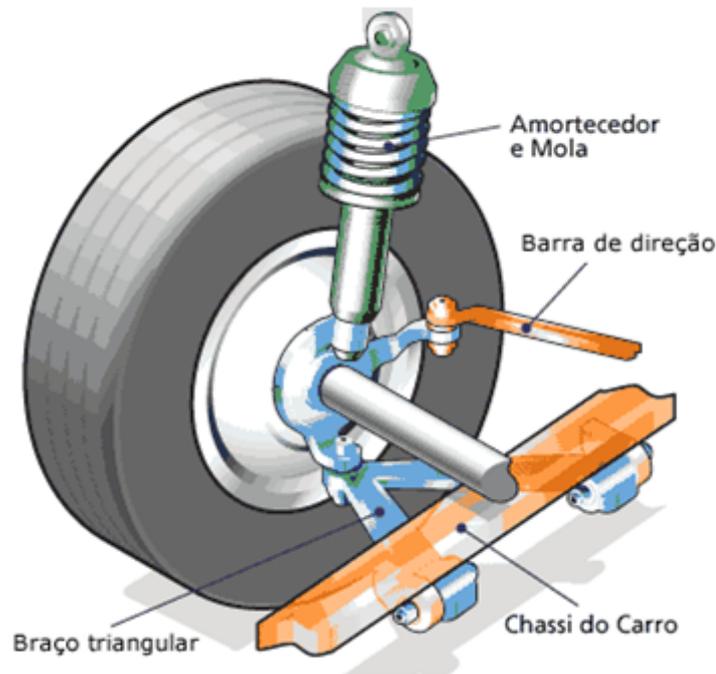


Figura 3.5: Componentes principais de uma Suspensão MacPherson. Fonte: [HARRIS](#)

Outra simplificação do modelo é relativa ao batente do amortecedor, modelado junto com o suporte como se fosse apenas uma peça. Essa simplificação não impacta nos resultados das análises, pois o batente só atua no sistema quando ele fica muito próximo ao suporte do amortecedor, agregando rigidez ao deslocamento na direção Z. O benefício desta simplificação é que é possível atribuir o valor de rigidez estrutural do monobloco do veículo na fase final de compressão do batente, ou seja, quando o batente não se deforma mais, a alta rigidez do suporte do amortecedor impede o movimento infinito do conjunto. Também é possível modelar este suporte separado do batente, com uma pequena adição no custo computacional.

A mola do sistema é modelada de acordo com a lei de Hooke de forma linear, constante e sem amortecimento por histerese. Esta aproximação é utilizada apesar de existir amortecimento histerético e a rigidez da mola não ser constante, porque a faixa de trabalho na qual a mola atua durante as manobras simuladas é praticamente constante quanto ao amortecimento, além das perdas de energia devido ao amortecedor que são muito maiores que a energia perdida por este amortecimento. Por tanto, um teste para verificar a quantidade de energia perdida por amortecimento histerético teria custo a mais para um dado insignificante na simulação. É comum a rigidez da mola estar entre 19 e 25 Newton por milímetro.

O amortecedor é o elemento dissipador de energia e seu efeito depende diretamente da ve-

locidade da excitação do movimento (Figura 3.6). A Força de amortecimento do sistema ($F_{\text{amortecimento}}$) é função do coeficiente de amortecimento (C) e da velocidade do sistema (dx/dt), onde x significa distância percorrida e t significa tempo, conforme a Equação 3.1 (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995). No modelo, a forma de dissipar energia é pela geração de uma força com sentido contrário ao movimento, diminuindo a intensidade resultante da força no centro da roda. O amortecedor tem alta influência nas perdas de energia do sistema e, por este motivo, é fundamental levantar precisamente a curva de um amortecedor para conseguir uma boa correlação da simulação com a realidade.

$$F_{\text{amortecimento}} = C(dx/dt) \quad (3.1)$$

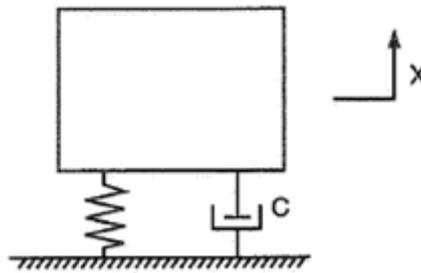


Figura 3.6: Sistema de massa com mola amortecida. Fonte: MILLIKEN; MILLIKEN, 1995

Os elementos tratados como rígidos no modelo são a bandeja, o braço de direção e a manga de eixo. Na realidade estes componentes podem se deformar elasticamente durante algumas manobras normais de um veículo, porém essas deformações são insignificantes devido à alta rigidez inerente as peças por causa de sua função estrutural na qual são submetidas. Além de terem baixo valor quantitativo, as deformações das peças devido às forças laterais são embutida na simulação pelo comportamento das buchas de ligação entre as peças, as quais sofrem uma deformação muito maior que a peça estrutural rígida.

As buchas que ligam a bandeja à manga de eixo são do mesmo tipo que ligam o braço de direção a ponteira. Essas conexões podem ser rígidas nos seis graus de liberdade. A conexão entre a bandeja e a manga de eixo permite a rotação em torno do eixo Z livremente, mas restringe todos os outros movimentos. A ligação entre o braço de direção e a ponteira é uma ligação que restringe apenas os movimentos de translação, sem impedir a rotação. Um exemplo de modelo de suspensão dianteira com buchas está na Figura 3.7.

Outras buchas semelhantes à anterior são as buchas que ligam a bandeja ao quadro da suspensão, porém estas têm rigidez a translação nos três sentidos de deslocamento definidas através de medição experimental e, portanto, tem características que seguem as leis de Hooke. Estas buchas também restringem a rotação em torno dos eixos Z e Y com rigidez linear constante e rotação no eixo X limitada pelo atrito entre as peças.

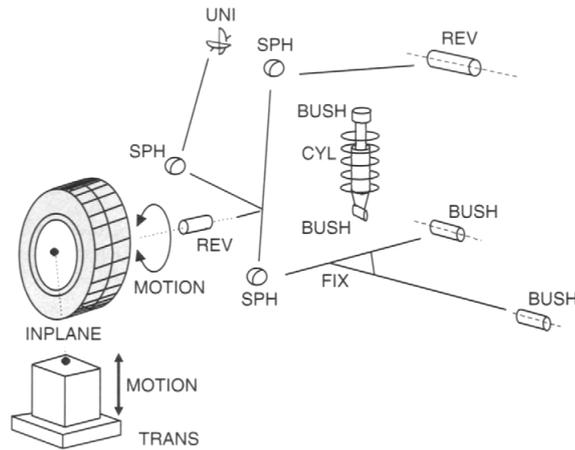


Figura 3.7: Exemplo de modelo de suspensão dianteira com buchas. Fonte: [BLUNDELL; HARTY, 2004](#)

O modelo de pneu deve conter as características de conicidade e plysteer de acordo com os testes feitos com unidades retiradas aleatoriamente da produção, garantindo que os resultados obtidos sejam fieis ao processo de fabricação pelo qual o pneu passa na manufatura. As variações e imperfeições do processo, serão contempladas na utilização de um intervalo de valores que serão utilizados na região do valor nominal do atributo analisado e sua distribuição será dada pelos testes feitos a partir da análise da dispersão dos resultados. Todos estes elementos estão presentes na suspensão dianteira do veículo simulado.

A suspensão traseira contém, também, grande parte desse elementos, portanto são modelados da mesma forma. O suporte do amortecedor, batente, mola e amortecedor são modelados com a mesma metodologia da suspensão dianteira. O eixo de torção é um elemento mais complexo, onde é fundamental compreender precisamente os efeitos que forças de rolagem têm sobre a deformação do eixo. Como não devem existir deformações plásticas na barra de torção, o módulo de elasticidade somado ao momento de inércia da viga são suficientes para determinar seu comportamento.

3.6.2 Planejamento da Simulação

Primeiramente fora determinado o intervalo de variação para cada um dos fatores. Estes intervalos devem extrapolar os valores típicos encontrados em veículos no mercado que será comercializado. Para a simulação aqui proposta utilizaremos valores duas vezes maiores do que o especificado na Tabela 3.1. Neste ponto é importante ressaltar que cada montadora tem suas próprias especificações, e que tanto os valores apresentados, quanto o modelo dinâmico devem ser ajustados ao modelo que será desenvolvido.

Os níveis de cada fator na simulação foram determinados pelo algoritmo pré-existente no MSC.ADAMS Chassis, onde criou-se um experimento D-Ótimo de duzentas iterações. O modelo de simulação dinâmica foi utilizado para calcular o valor de VRAT em cada

uma das sequências de fatores conforme proposto na Tabela 3.2. Foram necessários 318 minutos para processar 200 iterações, ou 95,4 segundos por iteração em um computador Dell modelo Precision WorkStation T7400, processador Intel Xeon E5440 @ ,83 GHz (2 processadores), memória RAM de 16 GB e Sistema Operacional Windows Vista Enterprise de 64-bit.

Tabela 3.2: Limites inferiores e superiores aplicados no DOE da simulação

Fator	Limite Inferior	Limite Superior
Cross Camber (graus)	-1	+1
Cross Caster (graus)	-1	+1
Conicidade (N)	-180	+180
CRAT (Nm)	-7	+7
PRAT (Nm)	-6	+2
Inclinação da pista (%)	1.5	3.5

3.6.3 Desenvolvimento da superfície de resposta para VRAT

Antes de decidir qual o algoritmo que será usado para o desenvolvimento da superfície de resposta é necessário a avaliação dos fatores em relação à resposta encontrada. Os efeitos foram avaliados com o uso de uma Matriz de Correlação (Figura 3.8), onde é possível concluir que todos os fatores têm correlação significativa para a saída VRAT, e os fatores de maior correlação são Cross Caster e CRAT, porque os coeficientes de correlação destes fatores estão mais próximos de -1 do que os outros.

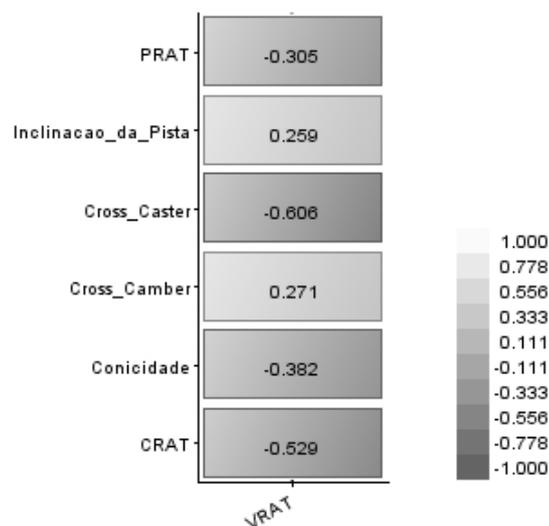


Figura 3.8: Matriz de Correlação para VRAT. Fonte: MURARI et al., 2011

Outra avaliação importante é a Matriz de Efeitos. Esta avaliação gráfica é utilizada para determinar se existe interação entre os fatores de entrada considerados. Conforme a análise gráfica da Figura 3.9, é possível determinar que não existe interação entre os fatores de entrada utilizados, porque todos os fatores apresentam linhas paralelas. Como os fatores trabalham de forma independente no VRAT, é possível considerar o uso do algoritmo de regressão múltipla do ModeFRONTIER para gerar um polinômio de primeira ordem.

A Tabela 3.3 contém os coeficientes encontrados pelo algoritmo de regressão pela simulação do ModeFRONTIER, gerados a partir do DOE simulado no MSC.ADAMS. A equação de regressão para VRAT (Equação 3.2) é resultado da Tabela 3.3 e o parâmetro da regressão (R^2) alcançado para esta Equação é de 99,9%. Esta equação é válida apenas para o veículo simulado com os parâmetros descritos até o momento. Para outras plataformas veiculares, o modelo desenvolvido no MSC.ADAMS Chassis deverá ser alterado e simulado novamente, onde será possível determinar uma nova superfície de resposta e resultados diferentes do apresentado nesta dissertação.

Tabela 3.3: Coeficientes calculados para a superfície de resposta de VRAT

Coeficiente	Índice
K	0,77
Cross Camber (graus)	0,12
Cross Caster (graus)	-0,26
Conicidade (N)	-0,16
CRAT (Nm)	-0,22
PRAT (Nm)	-0,13
Inclinação da pista (%)	0,10

$$\begin{aligned}
 VRAT = & 0,77 + (CrossCamber \times 0,12) + (CrossCaster \times -0,26) \\
 & +(Conicidade \times -0,16) + (CRAT \times -0,22) \\
 & +(PRAT \times -0,13) + (InclinacaoPista \times 0,1)
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

3.6.4 Estimativa da Capacidade de Processo para VRAT

Neste momento é possível prever a curva de distribuição do VRAT com os valores de especificação de projeto. Estas especificações (Tabela 3.1) foram aplicadas em uma simulação de Monte Carlo com 5000 iterações. O VRAT foi simulado no ModeFRONTIER com o uso da equação 3.2 e apresentou média aritmética de $-0.115Nm$ e desvio padrão de

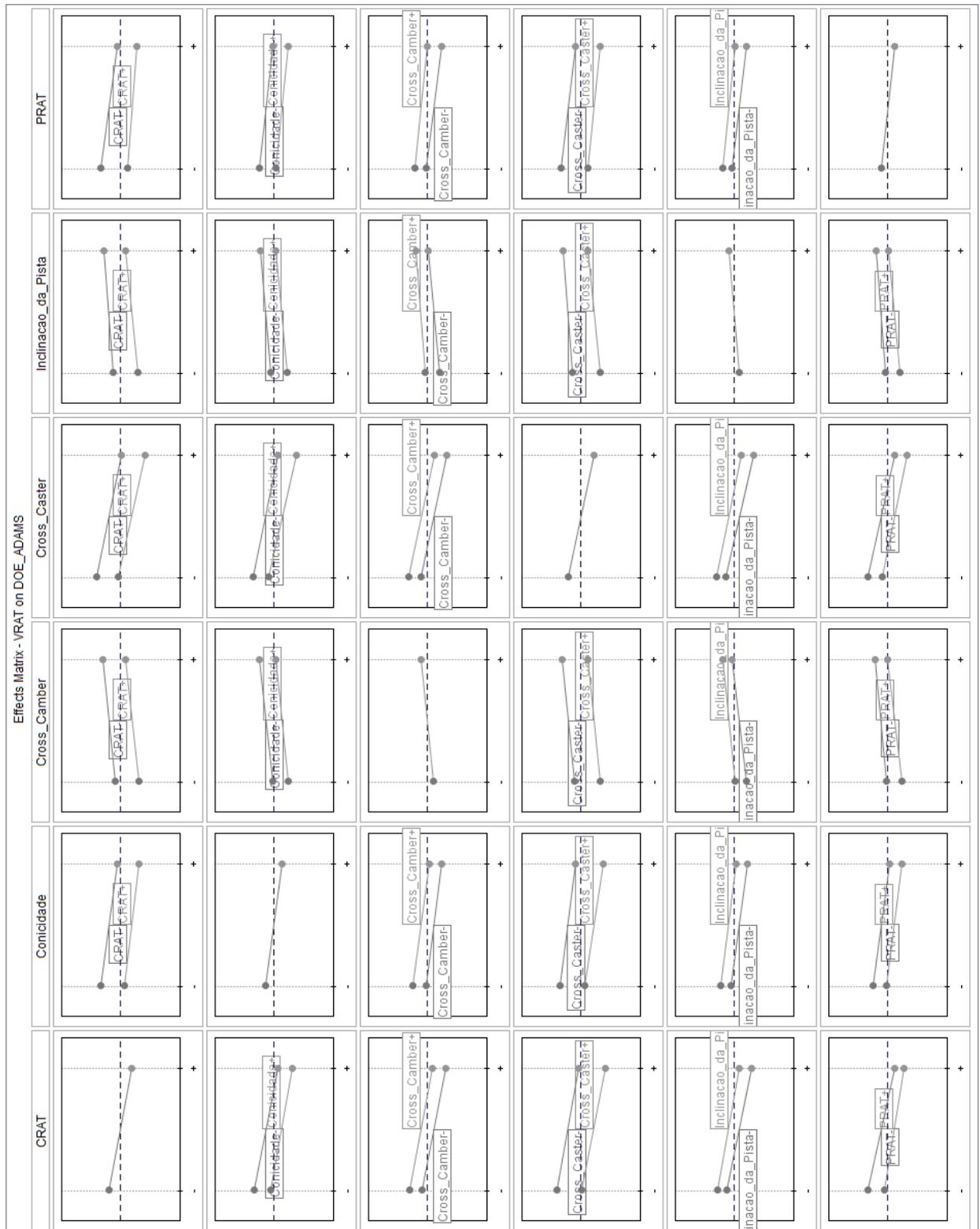


Figura 3.9: Matriz de Efeitos para VRAT. Fonte: MURARI et al., 2011

0.122Nm. Os valores Cp e Cpk podem ser estimados com base na média e desvio padrão calculados com os dados da simulação de Monte Carlo. Para um limite de especificação de VRAT em $\pm 0.50Nm$ em valores absolutos, os valores previstos de Cp e Cpk são de 1,37 e 1,05, respectivamente.

O tempo de processamento para estas 5000 iterações foi de 4 segundos aproximadamente, ou 0,0008 segundos por iteração, utilizando exatamente o mesmo computador e configuração que efetuamos o DOE no modelo do MSC.ADAMS Chassis (ver Capítulo 2), ou seja, o tempo de simulação foi reduzido em 95,8% quando se utilizou o ModeFRONTIER.

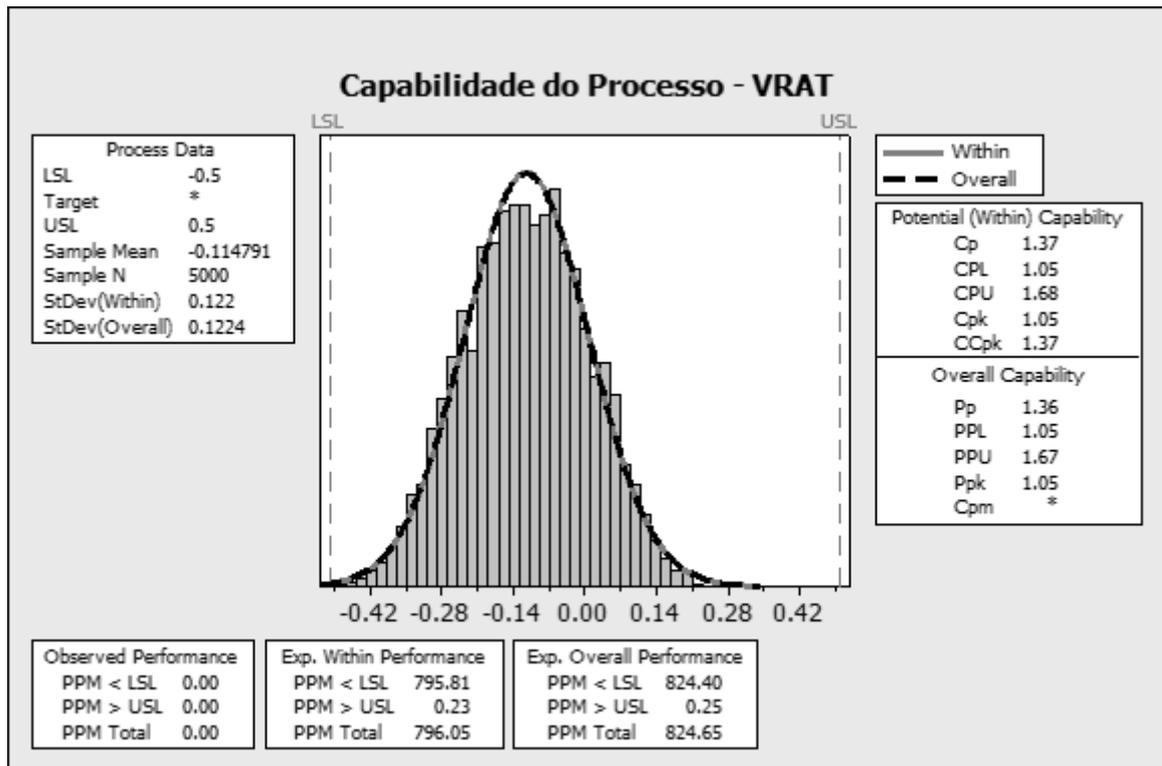


Figura 3.10: Capacidade de Processo estimada para VRAT. Fonte: O Autor

3.7 Confirmação

Para validar a Equação 3.2, referente a Regressão para VRAT, dez iterações foram criadas aleatoriamente e simulados no modelo dinâmico do software ADAMS Chassis e no ModeFRONTIER. Como resultado obteve-se um erro médio aritmético de 0,00184 Nm que permite utilizar a equação em substituição ao modelo computacional desenvolvido para o software MSC.ADAMS Chassis (Tabela 3.4). Após esta validação, testes em protótipos reais podem ser feitos para refinar o modelo virtual e confirmar os resultados previstos.

Tabela 3.4: Validação da superfície de resposta pelo resultado de VRAT

MSC.ADAMS (Nm)	ModeFRONTIER (Nm)	Diferença (Nm)
0.7218	0.7240	0.00220
0.8491	0.8514	0.00234
0.1076	0.1093	0.00174
0.0064	0.0089	0.00249
0.6373	0.6389	0.00164
0.2888	0.2908	0.00200
0.1986	0.2005	0.00192
0.2811	0.2830	0.00188
0.436	0.4367	0.00070
-0.3883	-0.3868	0.00147

3.8 Revisão

Este é o momento de documentar todo o desenvolvimento do projeto de tolerâncias e garantir que as informações chegarão corretamente até a manufatura, que desta forma planejará as etapas do processos de fabricação e montagem, além de determinar os controles necessários para atingir o resultado projetado. É importante atualizar o documento de Análise de Modo e Efeitos da Falha (FMEA) e gerar os desenhos de peças e conjuntos com tolerâncias geométricas e dimensionais, além de disponibilizar os arquivos dos componentes para a Engenharia de Processos e Fornecedores. Também será necessário identificar como os fatores afetam no VRAT, e por este motivo esta fase precisa ser estruturada para garantir a efetividade dos resultados.

Revisão Aplicada

A partir do Processo em V é possível verificar e validar o projeto de suspensão e carroceria, incluindo a geometria e as tolerâncias de fabricação e montagem de cada uma das peças que compõem o sistema. A Engenharia de Processo deverá receber a DFMEA e os desenhos com tolerâncias de peças e conjuntos para desenvolver o processo de fabricação e montagem, e também determinar quais serão as características críticas e significativas do processo.

A simulação deve levar em conta os limites mínimos e máximos de tolerância para cada componente do sistema, e nestas tolerâncias deveriam estar embutidos os fatores de controle e ruídos do sistema. Entretanto, poderão ocorrer problemas com a fabricação ou montagem dos componentes durante a produção dos veículos: desvios de média ou variações dimensionais maiores do que a prevista em projeto. Estes problemas afetarão o desempenho do veículo e podem gerar reparos na fábrica ou até mesmo reclamações do cliente, e é importante que a Engenharia de Processo e Manufatura atuem rapidamente de forma a reduzir os custos com a falta de qualidade e trazer os veículos novamente para os limites de especificação de engenharia. O modelo computacional pode auxiliar no desenvolvimento de planos de ação com gráficos que facilitem o acompanhamento e a tomada de decisões na produção. A Revisão do projeto, várias vezes omitida (BLUNDELL; HARTY, 2004), passa a ser de suma importância para garantir que os ganhos adquiridos durante o projeto do sistema sejam alcançados na produção do veículo. As Engenharias de Produto e Processo devem formar um time multidisciplinar no intuito de aproveitar ao máximo as informações geradas nesta etapa para gerar um plano robusto.

4.1 Modelo proposto

Para visualizar como os fatores afetam o resultado e, desta forma, desenvolver o plano de ação, é necessário o desenvolvimento do Diagrama de Parâmetros conforme a Figura 4.1. No centro do diagrama está o produto ou processo em questão. Na esquerda estão as entradas e no lado direito, a saída desejada e as saídas indesejadas. A parte superior é composta pelos fatores de controle e a inferior pelos ruídos no sistema.

Nesta fase do projeto é indicado um Diagrama de Parâmetros do produto. Posteriormente a Engenharia de Processos deverá desenvolver diagramas para cada um dos processos de fabricação dos componentes e desta forma fechar o ciclo de desenvolvimento. Posteriormente será necessário entender como os fatores de controle afetam a saída, e com isto determinar quais são os mais importantes do ponto de vista da variação dimensional.

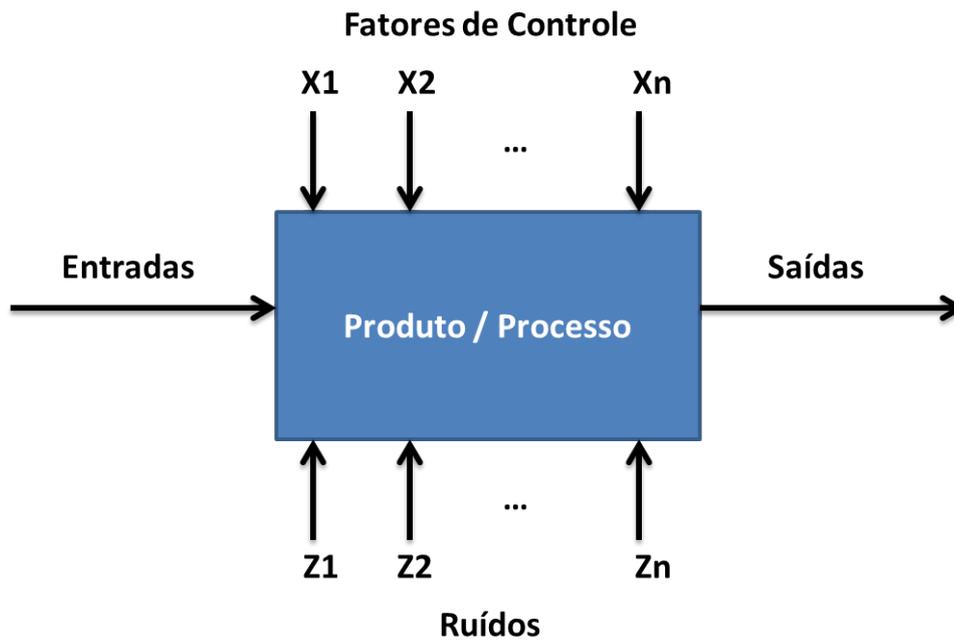


Figura 4.1: Exemplo genérico de um Diagrama de Parâmetros. Fonte: YANG; EL-HAIK, 2003

O fluxo de processo apresentado na Figura 4.2 deverá ser utilizado para assegurar que a Revisão seja aplicada efetivamente na obtenção da qualidade do produto.

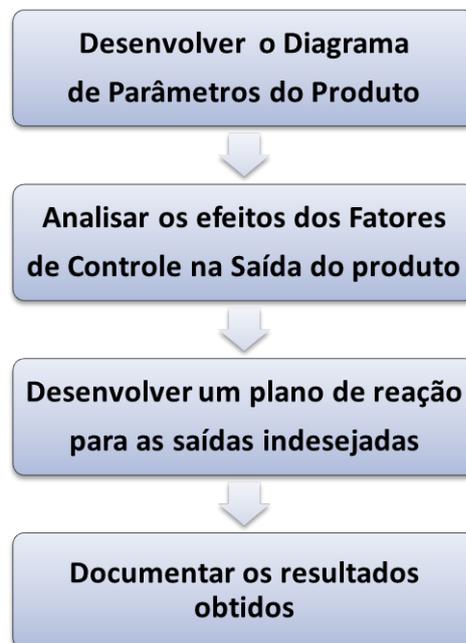


Figura 4.2: Etapas da Revisão Aplicada. Fonte: O Autor

4.2 Diagrama de Parâmetros

O Diagrama de Parâmetros proposto (Figura 4.3) para o modelo proposto utiliza a Figura 3.2 como base para definir os fatores de controle e ruídos e o Capítulo 3 sobre a capacidade de processo para VRAT para definir as saídas desejadas do produto.

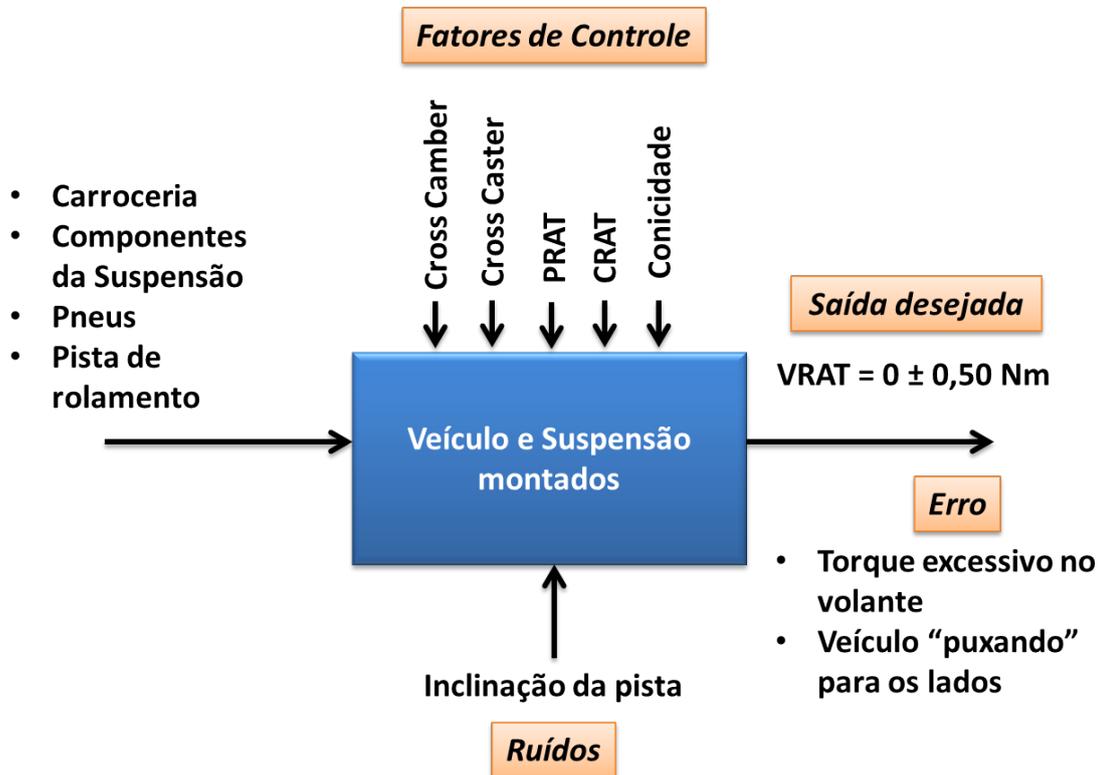


Figura 4.3: Diagrama de Parâmetros para VRAT. Fonte: O Autor

4.3 Análise dos Fatores

Os fatores de controle podem ser divididos em duas categorias: Carroceria e Pneus (ver Figura 3.2). Como os pneus que serão montados nos veículos são entregues para as montadoras por fornecedores especializadas na fabricação destes componentes, é importante exigir o controle estatístico das características importantes (PRAT, CRAT e Conicidade) para aceitar recebimento de cada lote. Por este motivo, os efeitos destes fatores já está contemplado no cálculo da curva de distribuição de VRAT e não necessitam de uma análise mais profunda.

As montadoras normalmente são responsáveis pela montagem da carroceria e algumas vezes pela fabricação de componentes da suspensão, e por este motivo é interessante desenvolver o estudo de Cross Camber e Cross Caster. Para efetuar esta análise, utilizou-se novamente o delineamento de experimentos. Mil iterações aleatórias foram geradas com o

uso do algoritmo Sobol disponível no ModeFRONTIER. O algoritmo Sobol preenche uniformemente o espaço amostral requisitado. Os fatores foram ajustados de acordo com a Tabela de especificação 3.1, exceto para o desvio padrão de Cross Camber e Cross Caster, ajustados para terem seus limites variando individualmente entre $\pm 0^\circ$ e $\pm 1^\circ$ para cada uma destas estimativas (ver Figura 4.4).

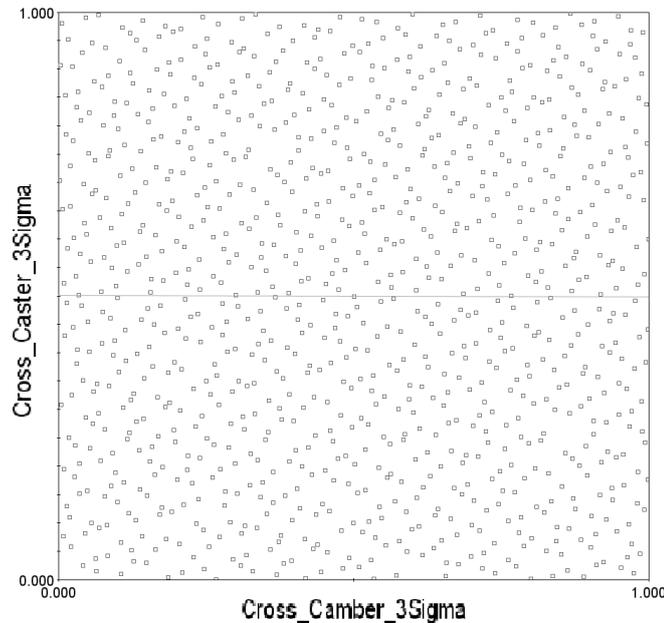


Figura 4.4: Estimativas iniciais para Desvio Padrão de Cross Camber e Cross Caster. Fonte: O Autor

Os limites de tolerância utilizados nestes fatores extrapolam as recomendações de engenharia. Este fato tem relação com a possibilidade de que a manufatura tem de entregar o produto com diferentes variações ao longo do tempo, ocasionadas tanto por causas comuns quanto causas especiais. Estas 1000 iterações aleatórias foram usadas como estimativas iniciais e para cada uma delas foram aplicadas uma simulação de Monte Carlo com 200 iterações seguindo os padrões da Tabela 3.1, num total de 200.000 iterações, simuladas para gerar gráficos da relação entre a variação natural de Cross Camber e Cross Caster e o desvio padrão do VRAT.

A variação natural de Cross Camber tem leve correlação positiva com o desvio padrão de VRAT baseado na Figura 4.5. A mesma análise para a variação natural de Cross Caster mostra uma forte correlação positiva, cuja regressão não é linear (Figura 4.6). Com a análise destes fatores independentemente, pode-se afirmar que a variação do ângulo de Cross Caster têm maior importância do que a variação do ângulo de Cross Camber para a variação natural de VRAT no veículo em questão.

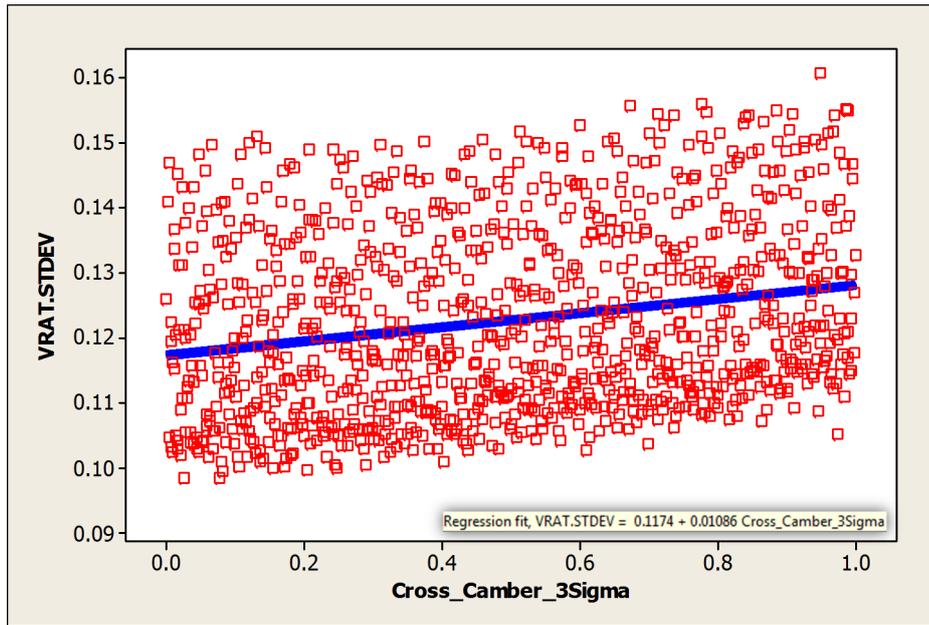


Figura 4.5: Leve correlação positiva de Cross Camber no desvio padrão de VRAT. Fonte: O Autor

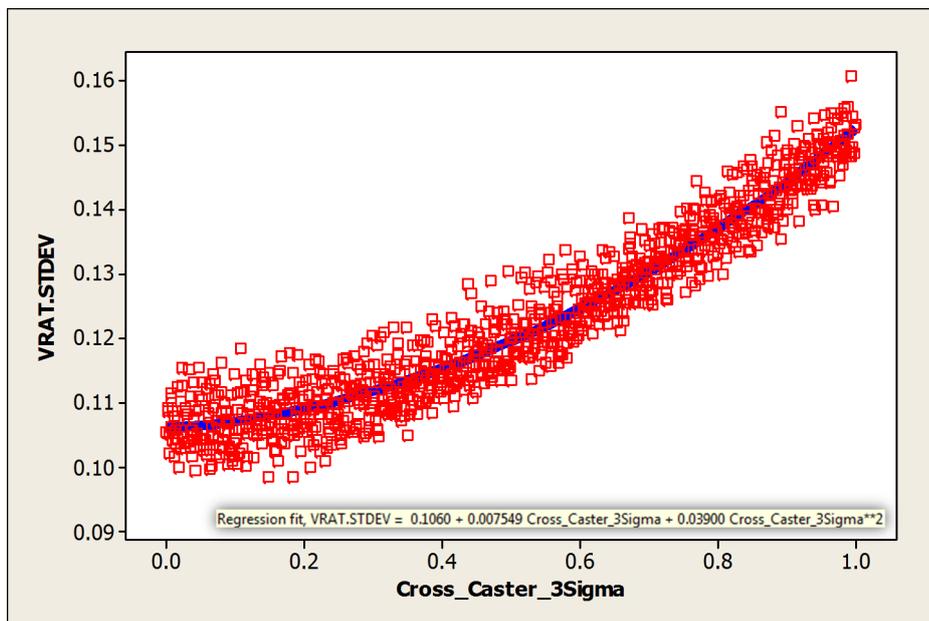


Figura 4.6: Forte correlação positiva e não linear de Cross Caster no desvio padrão de VRAT. Fonte: O Autor

Como cada veículo produzido tem variações diferentes para Cross Camber e Cross Caster que atuam simultaneamente na dinâmica do mesmo, uma nova superfície de resposta foi desenvolvida com base nas 200.000 iterações. A Figura 4.7 representa graficamente o efeito destes fatores no VRAT.

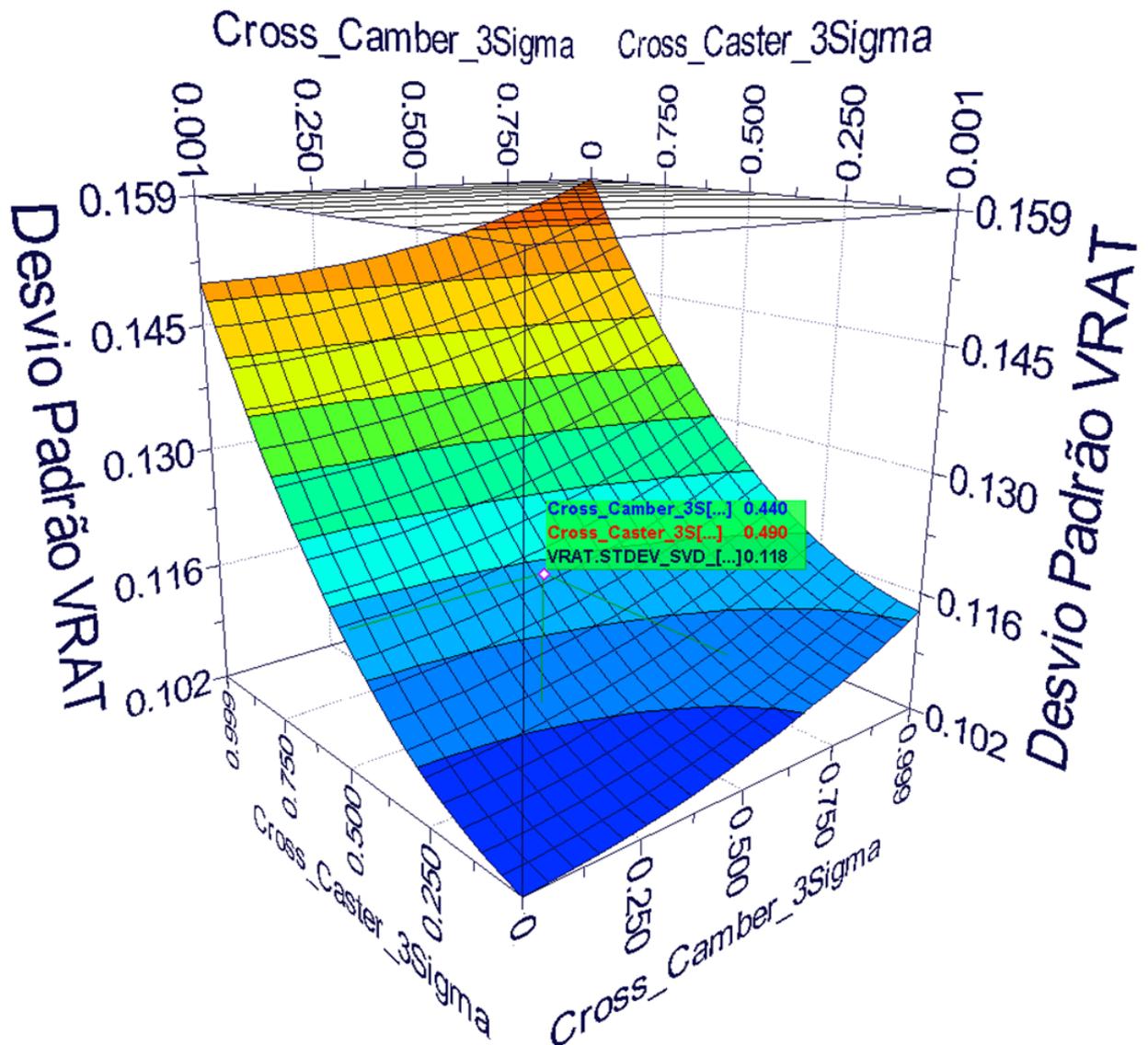


Figura 4.7: Efeito da variação natural de Cross Camber e Cross Caster simultaneamente no desvio padrão do VRAT. Fonte: O Autor

A construção do gráfico na Figura 4.7 só foi possível com o uso do modelo desenvolvido no ModeFRONTIER. O tempo total estimado para desenvolver e simular as propostas no MSC.ADAMS seria de 10722 horas, ou aproximadamente 447 dias, com base no cálculo de tempo da Seção 3.6, contra 13 horas e 22 minutos efetivamente utilizadas nas simulações com o método proposto utilizando-se dos dados simulados no MSC.ADAMS e do modelo desenvolvido no ModeFRONTIER (Figura 4.8).

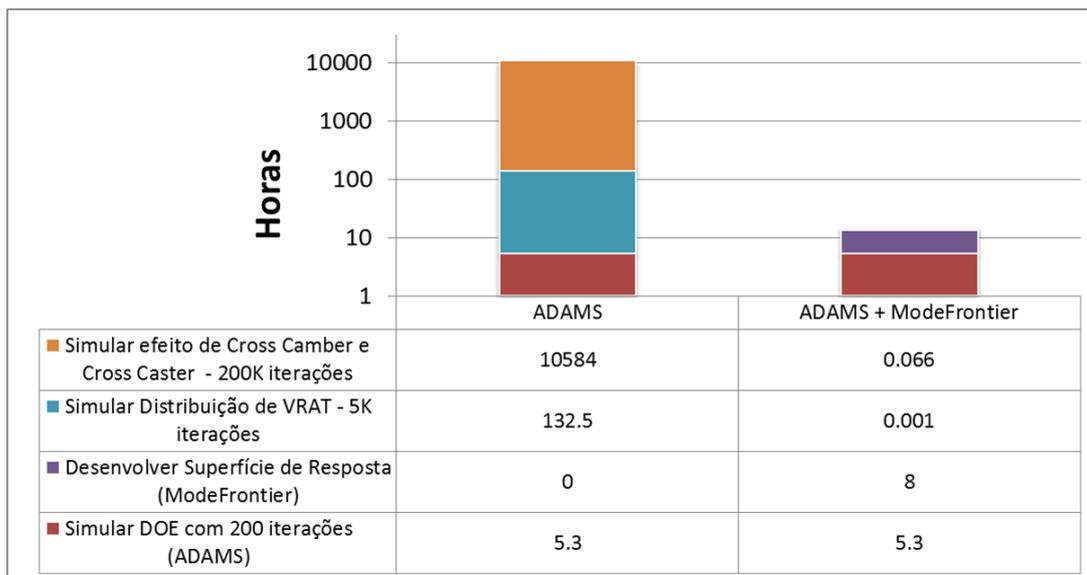


Figura 4.8: Comparativo de tempo gasto entre a simulação apenas no MSC.ADAMS e com auxílio da superfície de resposta. Fonte: O Autor

Na etapa de Síntese do Processo em V (ver Seção 3.5), além do cálculo das curvas de distribuição para os Cross Camber e Cross Caster, também é possível simular com o modelo estocástico os principais contribuidores para a variação. Os principais contribuidores da variação proveniente da carroceria do veículo, conforme as Tabelas 4.1 e 4.2, são as tolerâncias da coluna telescópica (Figura 4.9(a)) e da junta articulada (Figura 4.9(b)), tolerâncias no quadro da suspensão (Figura 4.9(c)) e a capacidade de localização do dispositivo de montagem da suspensão na estrutura do veículo, além da posição de uma peça estrutural que afeta na localização o quadro da suspensão.

Tabela 4.1: Principais contribuidores para Cross Camber

Componentes	Efeito
Junta Articulada	30,69%
Coluna Telescópica	14,26%

Tabela 4.2: Principais contribuidores para Cross Caster

Componentes	Efeito
Dispositivo Montagem da Suspensão	31,81%
Quadro da Suspensão	19,11%

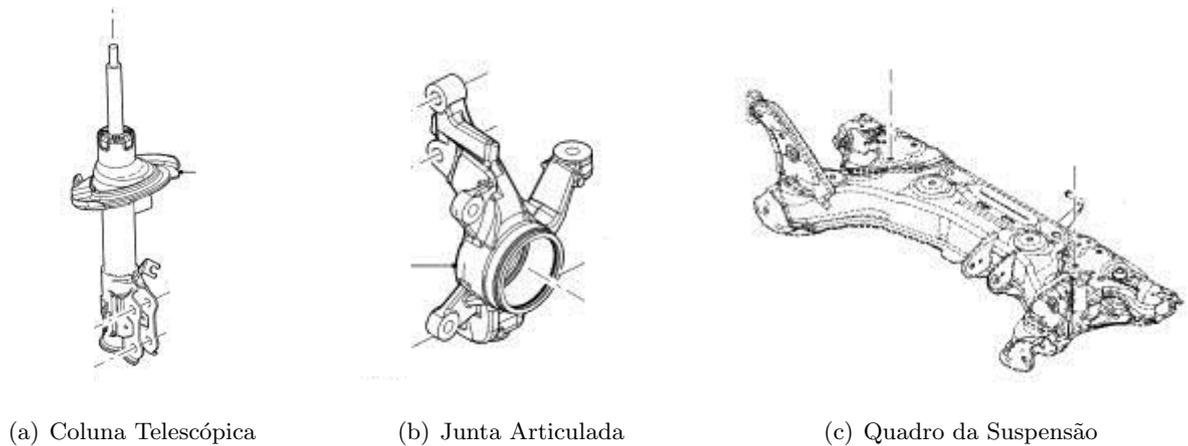


Figura 4.9: Principais componentes que contribuem para a variação de VRAT. Fonte: www.fordparts.com

4.4 Desenvolvimento do Plano de Reação

Com os dados de variação e gráficos desenvolvidos é possível criar um Plano de Reação, que consiste no planejamento de ações corretivas necessárias para evitar a produção de veículos defeituosos. O importante é reagir nas primeiras etapas do processo, e assim evitar que peças ou montagens defeituosas passem para a próxima etapa e o veículo seja produzido com um valor de VRAT fora do especificado, aumentando os custos devido o retrabalho ou descarte de componentes ou até mesmo reduzindo a satisfação do cliente. O custo com a má qualidade é proporcional a etapa em que o defeito foi encontrado: caso o defeito seja encontrado nas etapas iniciais do processo o custo será menor (Figura 4.10). O Controle Estatístico de Processo, ou CEP, deve ser utilizado para reduzir o custo



Figura 4.10: Custo com a má qualidade do VRAT. Fonte: O Autor

com o controle dimensional dos componentes e conjuntos envolvidos e será o indicador de quando se deve agir no processo. O CEP é um conjunto de ferramentas que possibilitam

monitorar a variação de um processo. Com estas ferramentas é possível fazer uma descrição detalhada do comportamento do processo, identificar suas fontes de variabilidade ao longo do tempo, analisar e tratar as causas especiais responsáveis pelas instabilidades do processo (MONTGOMERY, 2004).

Nesta etapa, além dos fatores de carroceria, devem ser definidas ações para as características significativas do produto relativas aos pneus. O plano consiste no que é necessário controlar para cada componente ou conjunto e quais as ações necessárias para retornar o processo para a condição de controle e dentro dos parâmetros especificados.

Finalmente, é possível criar um gráfico para avaliar o VRAT em relação a Cross Camber e Cross Caster durante a produção dos veículos (Figura 4.11). Para facilitar o entendimento e uso do gráfico, a Figura 4.7 foi planejada. Além disto, determinou-se um valor máximo para considerar o carro aprovado ou rejeitado. Especificamente para este veículo o limite foi a própria variação natural simulada para VRAT, que é $\pm 0,37 Nm$ (ver Capítulo 3.6.4). Esta decisão foi tomada baseado no conceito de que a curva já está deslocada para a esquerda, estatisticamente comprovado pelo valor de Cpk de 1,05, e um desvio padrão maior no VRAT poderia produzir carros fora do especificado. É possível perceber

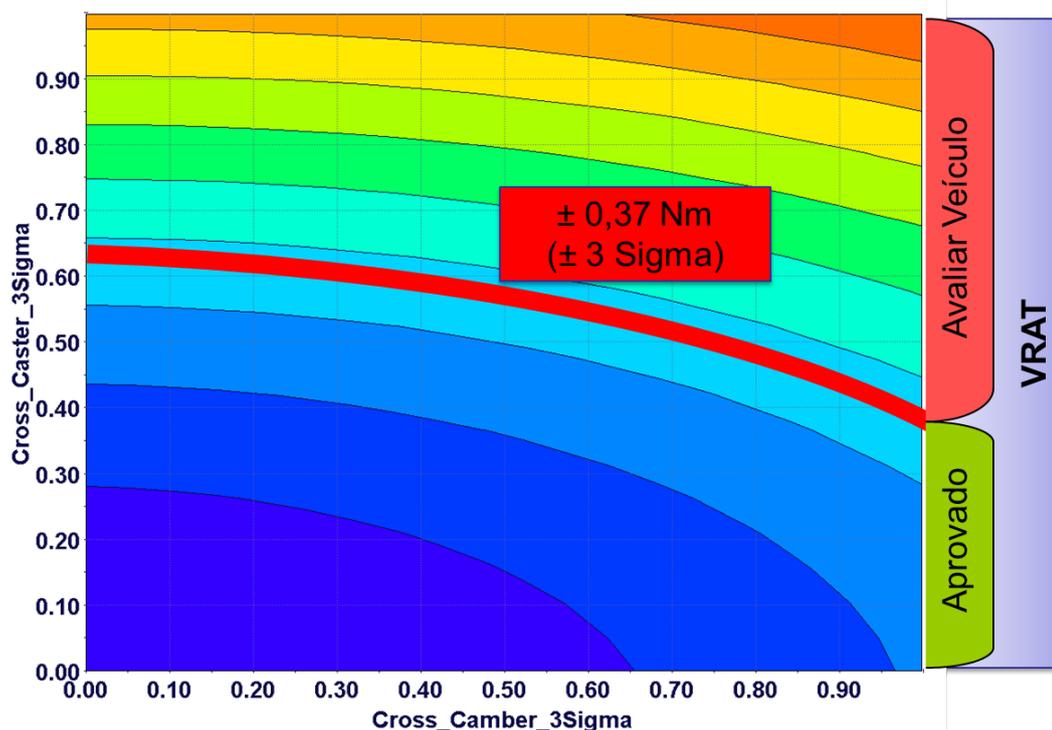


Figura 4.11: Gráfico de avaliação 2D para VRAT. Fonte: O Autor

que os limites de especificação de Cross Camber e Cross Caster não ultrapassam a linha de controle de Gráfico de avaliação de VRAT. O CEP para estes fatores assegura que o veículo não terá problemas com desgaste prematuro de pneus além do torque excessivo no volante (REIMPELL; STOLL; BETZLER, 2001).

4.5 Documentação

A documentação deve ser clara e objetiva, para facilitar o desenvolvimento do FMEA de Processo e do Plano de Controle Dimensional. As Figuras 4.12 e 4.13 são exemplos de como documentar a Revisão para atingir o objetivo acima descrito.

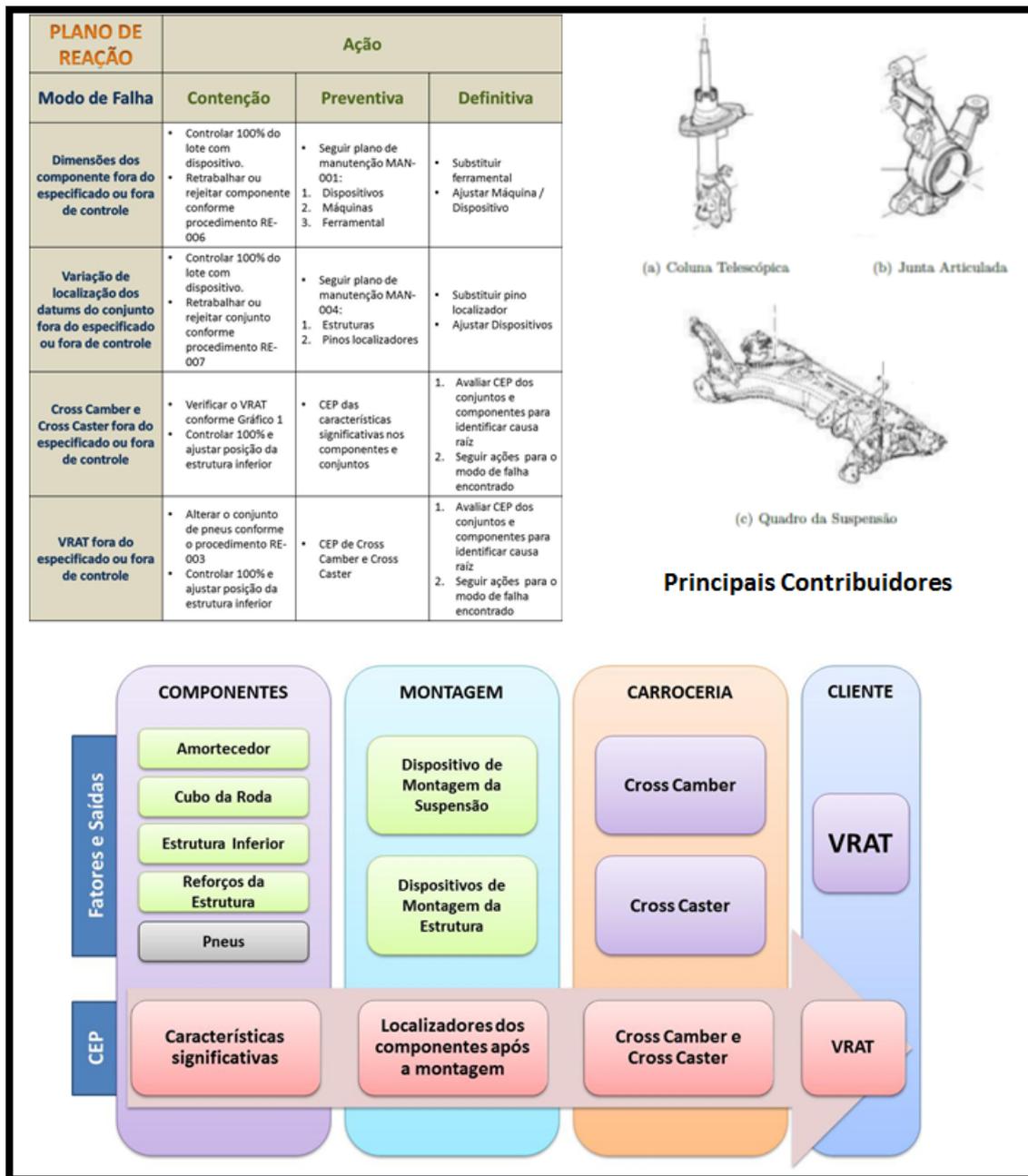


Figura 4.12: Documentação da Revisão - Folha 1/2. Fonte: O Autor

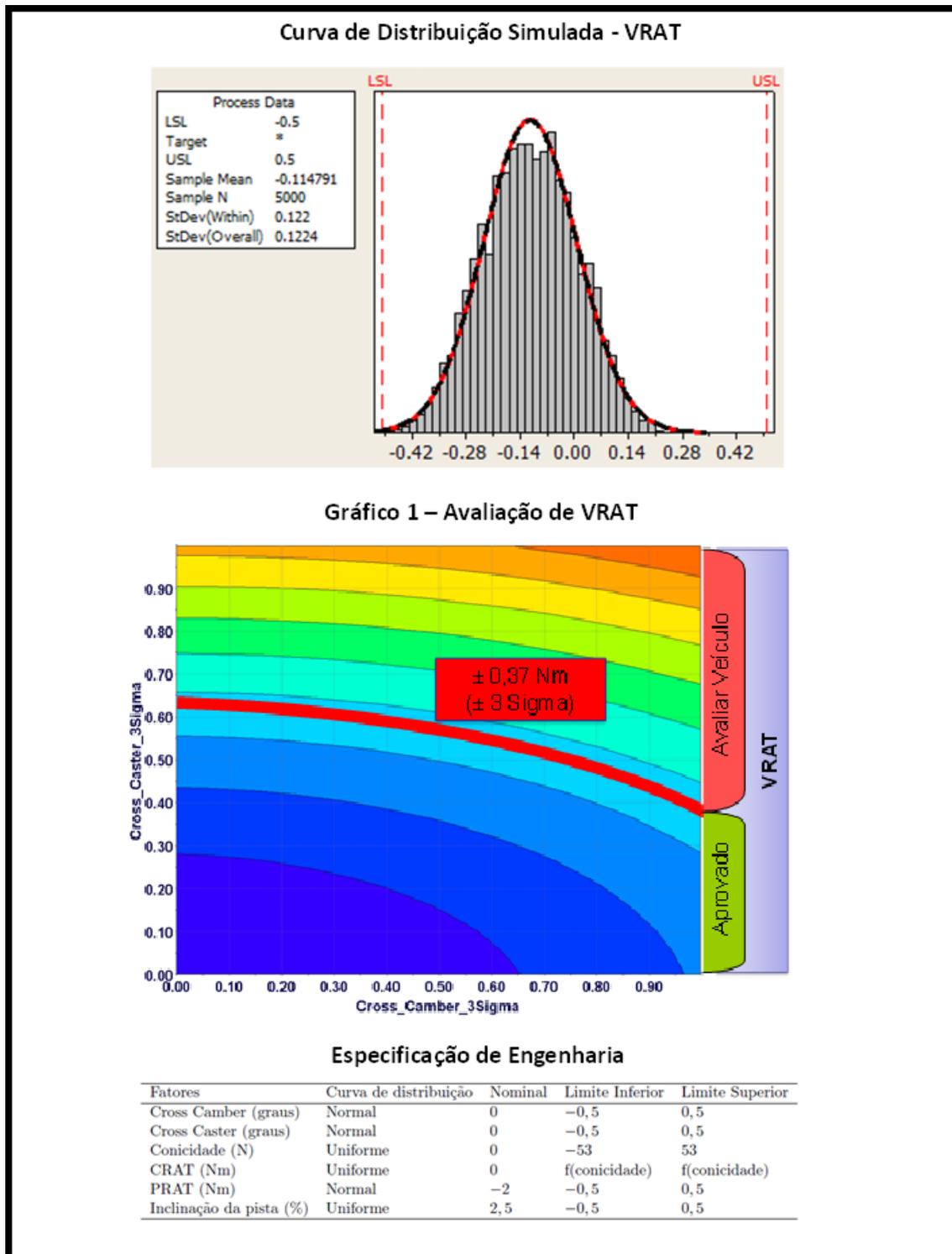


Figura 4.13: Documentação da Revisão - Folha 2/2. Fonte: O Autor

Considerações finais

5.1 Conclusões

O uso do Processo em V facilitou a integração entre a simulação multicorpos no programa MSC.ADAMS Chassis e o modelo desenvolvido no ModeFRONTIER, além de garantir que todos os fatores que influenciam na variação de VRAT fossem avaliados considerando diferentes hipóteses e necessidades dos clientes (Figura 5.1). A validação da superfície de resposta se deu conforme a Tabela 3.4 com um erro médio de 0,00184 N/m, aceitável para o experimento simulado.



Figura 5.1: Processo para simulação de VRAT. Fonte: O Autor

Todos os fatores de controle estudados, tanto para carroceria (Cross Camber e Cross Caster) quanto para os pneus (Conicidade, CRAT e PRAT), incluindo a inclinação da pista que é considerado um fator de ruído, contribuem significativamente no cálculo de VRAT. Esta divisão entre carroceria e pneus permite que diferentes setores, engenharia de processo e engenharia de fornecedores respectivamente, entendam a importância da tolerância para o cliente e desenvolvam planos de controle para atender as especificações solicitadas pela engenharia. A Revisão Aplicada, fase que as indústrias em geral não utilizam de todo seu potencial, complementa o Processo em V e auxilia a Engenharia de produto a transmitir toda informação necessária para assegurar que sejam utilizadas pela Engenharia de Processo e conseqüentemente suportar melhorias na qualidade do produto fabricado.

A partir do Plano de Reação, a Engenharia de Processo pode planejar as etapas de protótipo, acompanhar as medições das características significativas e validar a produção, além de atuar rapidamente caso alguma característica esteja fora do especificado. A Manufatura também pode utilizar os gráficos apresentados para aprovar ou segregar lotes de veículos produzidos, repará-los antes de enviar para o cliente final caso seja necessário e corrigir o sistema para continuar a produzir dentro do especificado.

Existe um considerável ganho no tempo de simulação quando se utiliza o método e o modelo desenvolvidos para o ModeFRONTIER comparativamente ao modelo comumente utilizado, desenvolvido no MSC.ADAMS. Este ganho permitiu o desenvolvimento de estudos mais elaborados, como o efeito da variação de Cross Camber e Cross Caster na variação de VRAT (Figura 4.7) em apenas 13 horas e 22 minutos, contra 447 dias que seriam necessários caso fosse utilizado apenas o modelo do MSC.ADAMS. Isto permitiu avaliar o efeito de cada fator 802 vezes mais rápido e conseqüentemente reduziu o custo computacional.

Esta mesma metodologia pode ser utilizada para simular e avaliar os fatores relacionados com os pneus (PRAT, CRAT e Conicidade) e obter informação suficiente para otimizar as tolerâncias de todos os componentes envolvidos, de forma a centralizar o valor médio dos dados com os limites de especificação ou mesmo reduzir a variação de VRAT no veículo estudado caso seja necessário.

5.2 Atividades Futuras de Pesquisa

Desenvolvimento de estudos com diferentes tipos de pneus e tolerâncias, de forma que seja possível obter resultados ótimos para a média e variação de VRAT. O modelo proposto conforme o Processo em V pode ser aplicado em diversos veículos e o mesmo método aplicado na simulação e avaliação de diferentes características como “Clear Vision” ou desgaste dos pneus.

Glossário de Termos

Camber: ângulo da roda relativo ao eixo vertical, visto da frente ou da traseira do veículo.

Caster: ângulo em que o eixo de giro do pneu é inclinado para frente ou para trás da vertical, quando se avalia o veículo lateralmente.

Conicidade do pneu: força lateral gerada nos pneus pela inclinação da banda de rodagem em relação ao eixo de giro da roda, que não muda de sentido em relação à face do pneu devido à mudança de direção da rotação.

CRAT: momento criado no eixo que passa longitudinalmente no centro do pneu do veículo, resultante da força lateral gerada pela conicidade no contato do pneu com o solo.

Cross Camber: diferença entre os ângulos de Camber do lado direito e esquerdo das rodas do veículo.

Cross Caster: diferença entre a medição de Caster do lado direito e esquerdo das rodas do veículo.

ModeFRONTIER: software multidisciplinar e multi-objetivo desenvolvido para ser facilmente acoplado com ferramentas de engenharia auxiliadas por computador (CAE), por exemplo o MSC.ADAMS. Seu nome se refere a “Fronteira do Pareto”, que significa o limite ideal onde as soluções melhor atendem os requisitos do sistema, ou seja, representa o melhor conjunto de soluções possíveis ([ESTECO, 2011](#)).

MSC.ADAMS: software de simulação multicorpos que permite a construção e teste de protótipos virtuais e é amplamente utilizado pela indústria para resolver modelos em sistemas mecânicos, formular e calcular equações em sistemas cinemáticos, estáticos e dinâmicos além de otimizar o projeto do sistema pelo uso de variáveis, restrições e objetivos de engenharia ([MSC.SOFTWARE, 2011](#)).

Plysteer: Força lateral gerada pelo pneu devido as variações e assimetrias na armação, ou carcaça, do pneu.

PRAT: momento gerado pela força do plysteer no centro de rolagem do veículo.

Processo em V: Processo de análise estruturado em 9 fases: Objetivo, Definição, Análise,

Decomposição, Síntese, Composição, Simulação, Confirmação e Revisão (BLUNDELL; HARTY, 2004).

Simulação de Monte Carlo: simulação de um determinado número de possíveis cenários a partir de um processo estocástico para a variável aleatória de interesse (KLEIJNEN, 1974).

Simulação Multicorpos e Análise de Sistemas Multicorpos: Metodologia de análise baseada em computador onde sistemas mecânicos podem ser compreendidos como vários componentes conectados de diversas maneiras que pode ser analisado pela aplicação de métodos Newtonianos e Lagrangianos para formular equações de movimento (BLUNDELL; HARTY, 2004).

VRAT: Torque de Alinhamento Residual do Veículo, definido como o valor médio do torque requerido no volante para dirigir em linha reta (OH; CHO; GIM, 2000).

Referências Bibliográficas

- ANTOUN, R. J.; HACKERT, P. B.; OLEARY, M. C.; SITCHIN, A. Vehicle dynamic handling computer simulation - model development, correlation and application using adams. *SAE International Congress and Exposition*, n. 860574, 1986.
- BLUNDELL, M.; HARTY, D. *Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Inglaterra: Elsevier Limited, 2004.
- BOX, G. E. P.; HUNTER, W. G.; HUNTER, J. S. *Statistic for Experimenters: A Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building*. Estados Unidos: John Wiley and Sons, 1978.
- COOPER, D. W.; BITONTI, E.; FRAYNE, D. N.; HANSEN, H. H. Kinematic analysis method (kam). *Society of Automotive Engineers*, n. SP-272, 1965.
- CORTES, P. Acesso em: 07 jun. 2011. Disponível em: <<http://classic.artsautomotive.com/GSP9700.htm>>.
- DUNCAN, W. R. *A Guide to the Project Management Body of Knowledge*. Estados Unidos: Project Management Institute, 1996.
- ESTECO. *ModeFRONTIER V.5 Tutorial*. Italia: [s.n.], 2011.
- GENT, A. N.; WALTER, J. D. *The Pneumatic Tire*. Estados Unidos: National Highway Traffic Safety Administration, 2005.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Estados Unidos: Society of Automotive Engineers, 1992.
- HARRIS, M. Acesso em: 15 abr. 2012. Disponível em: <<http://carros.hsw.uol.com.br/suspensoes-dos-carros1.htm>>.
- HARTY, D. The myth of accuracy. *The Journal of the Engineering Integrity Society*, 1999.
- KIM, S. A subsystem synthesis method for efficient vehicle multibody dynamics. In: *Multibody System Dynamics*. Estados Unidos: [s.n.], 2002. v. 7, p. 189–207.
- KLEIJNEN, J. P. C. *Statistical Techniques in Simulation - Part I*. Nova Iorque, Estados Unidos: Marcel Dekker, Inc., 1974.
- KNAPPE, L. F. A computer-orientated mechanical system. *American Society of Mechanical Engineers*, v. 87, n. 5, 1965.
- LAPPONI, J. C. *Estatística usando Excel*. Brasil: Elsevier Campus, 2005.

- MAGNUSON, W. E.; MOURÃO, G. *Estatística sem matemática: a ligação entre as questões e a análise*. Brasil: Editora Planta, 2003.
- MERLING, M. C. C. *Uma abordagem gerencial para o procedimento de projeto de suspensões de veículos terrestres*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2007.
- METROPOLIS, N. The beginning of the monte carlo method. *Los Alamos Science*, n. Special Issue, 1987.
- METROPOLIS, N.; ULAM, S. The monte carlo method. *Journal of the American Statistical Association*, v. 44, n. 247, p. 335–341, 1949.
- MICHELIN. Acesso em: 12 abr. 2012. Disponível em: <<http://www.michelin.com.br/tudo-sobre-carros/mais-info/Curiosidade-saiba-como-e-um-pneu-por-dentro>>.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. *Race Car Vehicle Dynamics*. Estados Unidos: Society of Automotive Engineers, 1995.
- MONTGOMERY, D. C. *Introdução ao controle estatístico de qualidade*. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.
- MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. *Applied Statistics and Probability for Engineers*. Estados Unidos: John Wiley and Sons, 2006.
- MSC.SOFTWARE. *MSC ADAMS: Real Dynamics for Engineered Systems*. Estados Unidos: [s.n.], 2011. Acesso em: 12 abr. 2012. Disponível em: <<http://www.mssoftware.com>>.
- MSPC. *Probabilidades e Estatística II*. Acesso em: 15 nov. 2011. Disponível em: <http://www.mspc.eng.br/ndx_matm0.shtml>.
- MURARI, T. B.; LIMA, D. M.; ZEBENDE, G. F.; MORET, M. A. Proposição de um método computacional para avaliar o impacto das variações dimensionais na tendência direcional de um veículo automotor. *Congresso SAE Brasil 2011*, n. 2011-36-0184, 2011.
- NETO, B. B.; SCARMINIO, I. S.; BRUNS, R. E. *Como fazer experimentos: pesquisa e desenvolvimento na ciência e na indústria*. Brasil: Editora Unicamp, 2003.
- OBRINGER, L. A. Acesso em: 15 mai. 2011. Disponível em: <<http://carros.hsw.uol.com.br/calibrador-automatico-de-pneus.htm>>.
- OH, S.; CHO, Y.; GIM, G. Identification of a vehicle pull mechanism. *Society of Automotive Engineers 2000 World Congress*, n. 2000-05-0253, 2000.
- PACEJKA, H. B. *Tire and Vehicle Dynamics*. Estados Unidos: Society of Automotive Engineers and Elsevier, 2005.

PEREIRA, D. M.; RATTON, E.; BLASI, G. F.; PEREIRA, M. A.; FILHO, W. K. *Projeto Geométrico de Rodovias*. Paraná, BR: Universidade Federal do Paraná, 2010.

PRODAN, A.; PRODAN, R. Stochastic simulation and modelling. *ETK-NTTS 2001*, 2001.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W. *The Automotive Chassis*. Estados Unidos: Society of Automotive Engineers and Edward Arnold Publishing/Bookpoint, 2001.

SHARP, R. S. Computer codes for road vehicle dynamic models. *Institution of Mechanical Engineers Paper*, n. 427/16/064, 1991.

TOPPING, R. W. Tire induced steering pull. *Society of Automotive Engineers*, n. 750406, 1975.

WENDLANDT, J. *Control And Simulantion Of Multibody Systems*. Tese (Doctor of Philosophy in Mechanical Engineering) — EECS Department, University of California, Estados Unidos, 1997.

YANG, K.; EL-HAIK, B. *Design for Six Sigma: A Roadmap for Product Development*. Estados Unidos: McGraw-Hill, 2003.

Modelo computacional da tendência direcional e os impactos das variações dimensionais em um veículo automotor

Thiago Barros Murari

Salvador, Maio de 2012.