



FACULDADE DE TECNOLOGIA SENAI CIMATEC

Tecnologia em Sistemas Automotivos

DIEGO MORAIS LIMA

Desenvolvimento de uma superfície de resposta que corresponde ao torque necessário no volante para manter o veículo andando em linha reta e as influências dos fatores entrada no resultado final.

Salvador – BA

2011

DIEGO MORAIS LIMA

Desenvolvimento de uma superfície de resposta que corresponde ao torque necessário no volante para manter o veículo andando em linha reta e as influências dos fatores entrada no resultado final.

Trabalho de Conclusão de curso apresentada ao Curso de Sistemas Automotivos da Faculdade de Tecnologia SENAI Cimatec como requisito final para a obtenção do título de tecnólogo.

Orientador: Prof. Esp. Maurício Lerina Bonifati,

Co-Orientador: Prof. MSC Thiago Barros Murari

Salvador

2011

DIEGO MORAIS LIMA

Desenvolvimento de uma superfície de resposta que corresponde ao torque necessário no volante para manter o veículo andando em linha reta e as influências dos fatores entrada no resultado final.

Trabalho de conclusão de curso apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de Tecnólogo em Sistemas Automotivos, Faculdade de Tecnologia SENAI Cimatec

Maurício Lerina Bonifati, Especialista em Engenharia Automotiva pela Faculdade de Tecnologia SENAI CIMATEC, Salvador, Brasil

Julio César Chaves Câmara Especialista em Engenharia Automotiva pela Faculdade de Tecnologia SENAI CIMATEC, Salvador, Brasil

Thiago Barros Murari, Mestre em modelagem computacional pela Faculdade de Tecnologia SENAI CIMATEC, Salvador, Brasil

Dedicatória

Aos meus pais, que sempre me apoiaram em todas as minhas decisões e atitudes.

Aos meus tios Rogerio e Genivan, por estarem presentes na minha vida como referência.

A todos aqueles que sempre acreditaram no meu potencial e me acompanharam nessa jornada.

AGRADECIMENTO

Bom, queria agradecer a todos que de alguma forma me ajudaram a chegar nessa conquista, são muitos e sem dúvida não me lembrarei de todos, mas algumas pessoas eu deverei eternos favores.

Anderson Carvalho, Matheus Silva, Ulysses Soares e Thiago Murari. Vocês abriram as portas do Fórmula e Ford para mim, muito do que resolvi fazer da vida foi influenciado por vocês, Obrigado.

Leonardo Da Hora Passos, Rogério Colella, Luciano Machado, Renan Correa, Alberto Carvalho, Tonis Mattos, Claudio Fernandes e todos os colegas de trabalho no time de CAE, sem dúvida o trabalho ao lado de todos vocês me fez desenvolver enormemente, Muito Obrigado.

Aos meus colegas de faculdade, Filipe Sales, Rosalvo Neto, Naiara Pereira, João Pedro Braga, Rômulo Barbieri Eduardo Meireles, Bruno Motta e João Sande, por todos os conselhos durante todos esses anos. Em especial gostaria de agradecer a Júlio Câmara, se existe alguém que nunca conseguirei agradecer por tudo que fez por mim, é você! Júlio, muito obrigado por todos os favores que me prestou, um dia conseguirei retribuir o que fez por mim.

Meus Pais, que sempre me apoiaram nas minhas decisões, meus tios Rogério e Genivan, vocês dois são meus maiores exemplos do que é ser um homem de bem, obrigado! Ao meu orientador e amigo Maurício Bonifati, por todo o apoio em diversos momentos da minha vida acadêmica.

Finalmente, agradeço ao SENAI CIMATEC por ter me proporcionado todos esses momentos bons que, sem dúvida, contribuíram não só para minha formação acadêmica, como também, me transformou no profissional que sou hoje. Muito Obrigado!

“No meio da dificuldade encontra-se a oportunidade.”

Albert Einstein

RESUMO

A forma como o condutor percebe a qualidade de um veículo é influenciado por diversos fatores. Entre eles temos a tendência direcional do veículo, associada ao Torque de Alinhamento Residual Veicular (VRAT), esse efeito é percebido pelo condutor como a tendência do veículo deslizar lateralmente em uma estrada reta, plana e á velocidade constante. Esse efeito esta ligado a diversas características geométricas do conjunto de suspensão do automóvel, como camber, caster e toe, entre outros. Estes fatores, por sua vez, são características de projeto e diretamente influenciadas pela variação dimensional proveniente da fabricação e montagem das peças de carroceria, suspensão e dos pneus utilizados. Como definir a tolerância das peças e conjuntos para otimizar as características de alinhamento de rodas? Qual o impacto da variação dimensional nos indicadores de qualidade relacionados com dinâmica direcional do veículo? Qual a influência de cada fator no valor VRAT e de que forma ele se comporta? Desta forma, um modelo computacional foi desenvolvido para prever as variações dimensionais das características geométricas e avaliar os principais contribuidores para cada característica de um veículo de passeio compacto com suspensão frontal MacPherson e traseira Twist Beam. Os resultados da simulação de variação dimensional foram adicionados ao modelo de simulação dinâmica desenvolvido no MSC.ADAMS, juntamente com variações das propriedades do pneu, o que possibilitou a escolha dos fatores importantes, para o desenvolvimento de uma superfície de resposta polinomial e posterior levantamento das influências de cada fator.

Palavras-chave: Torque de Alinhamento Residual Veicular (VRAT). Variação dimensional. Tendência direcional.

ABSTRACT

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 other attributes related to tire's design. These factors are geometric characteristics defined on project phases influenced by dimensional variation from manufacture and assembly of body and suspension components and tires.

How to define parts and subassemblies tolerances to optimize wheel alignment characteristics? What is the dimensional variation impact on the quality results of directional dynamic of the vehicle? How is the influence of the factor at the final value of vehicle residual align torque?

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 dimensional variation results were added to a dynamic model developed at MSC.ADAMS, together with tire properties and allowed to define the important factors, create a polynomial response surface and study how is the behavior of VRAT influenced by each factor.

Palavras-chave: Vehicle residual aligning torque VRAT. Dimensional variation. Directional tendency.

SUMÁRIO

1. Introdução	13
2. Objetivos	15
2.1. Objetivo geral	15
2.1. Objetivos específicos	15
3. Justificativa	16
4. Fundamentação teórica	17
4.1. Conceitos sobre Dinâmica Veicular	17
4.1.1. Leis de Newton	18
4.1.2. Cargas dinâmicas	19
4.1.3. Cargas de baixa velocidade	20
4.1.4. Baixas acelerações	20
4.1.5. Carregamentos inclinados	20
4.2. Estatística	21
4.2.1. Conceitos básicos	21
4.2.2. Probabilidade	22
4.2.3. Variáveis aleatórias contínuas e funções de distribuição	22
4.2.4. Distribuição uniforme	23
4.2.5. Distribuição normal	23
4.2.6. Intervalo de confiança	24
4.3. Modelo conceitual	25
5. Fatores de entrada	33
5.1. Camber	33
5.2. Caster	35
5.3. Conicidade	38
5.4. Torque de auto-alinhamento Residual da Conicidade (CRAT)	39

5.5. Plysteer	40
5.6. PRAT	42
5.7. Inclinação da pista	43
6. Desenvolvimento da superfície de resposta para VRAT	45
6.1. Previsão de capacidade do processo	47
7. Análise dos Resultados	50
7.1. Estudos de Variação de Camber	52
7.1.1. Variando desvio padrão do Camber em +20%	52
7.1.2. Variando desvio padrão do Camber em -20%	53
7.1.3. Variando a média do Camber em +0,2°	54
7.1.4. Variando a média do Camber em -0,2°	55
7.2. Estudos de Variação de Caster	56
7.2.1. Variando desvio padrão do Caster em +20%	56
7.2.2. Variando desvio padrão do Caster em -20%	57
7.2.3. Variando a média do Caster em +0,2°	58
7.2.4. Variando a média do Caster em -0,2°	59
7.3. Estudos de Variação de Conicidade	60
7.3.1. Variando o desvio padrão da conicidade em 20 Newtons	60
7.3.2. Variando o desvio padrão da conicidade em -20 Newtons	61
7.3.3. Variando a média da conicidade em +20 Newtons	62
7.3.4. Variando a média da conicidade em -20 Newtons	63
7.4. Estudos de Variação do Plysteer Residual Align Torque	64
7.4.1. Variando a média do PRAT em +20%	64
7.4.2. Variando a média do PRAT em -20%	65

7.4.3. Variando o desvio padrão do PRAT em +20%	66
7.4.4. Variando o desvio padrão do PRAT em +20%	67
7.5. Quadro de resultados	68
8. Conclusão	69
9. Referências	70



FACULDADE DE TECNOLOGIA SENAI CIMATEC

DIEGO MORAIS LIMA

Desenvolvimento de uma superfície de resposta que corresponde ao torque necessário no volante para manter o veículo andando em linha reta baseado em estudos no ADAMS e Modefrontier considerando as variações do processo de fabricação.

SALVADOR – BA

JUNHO / 2011

1. 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 atrelada ao atributo analisado. A percepção que o carro está tendendo a uma direção que não seja reta, além de ser desconfortável, torna o veículo mais inseguro para o consumidor, portanto, analisar o problema nas fases iniciais de desenvolvimento de um novo produto é fundamental e exige ferramentas analíticas com boa confiabilidade.

Os autores que tratam de dinâmica veicular em seus livros e artigos publicados descrevem a necessidade e importância do alinhamento de rodas dianteiras e traseiras em veículos automotores. Reimpell et al (2001) descreve que para assegurar a dirigibilidade e estabilidade direcional do veículo, as montadoras incluem tolerâncias aos valores nominais para eixos dianteiros e traseiros. As variações permissíveis 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 esta em movimento.

Um destes efeitos é o Torque de Alinhamento Residual do Veículo: “VRAT é definido como o valor médio do torque requerido no volante para dirigir em linha reta” [7].

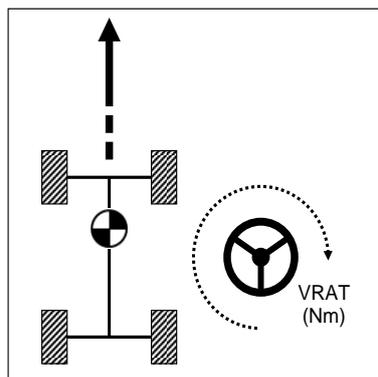


Figura 1. VRAT.

Existem duas formas comuns de quantificar o efeito de tendência de desvio lateral do veículo. Para modelos virtuais é comum possível calcular 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 pista controlada, conforme a Figura 2.

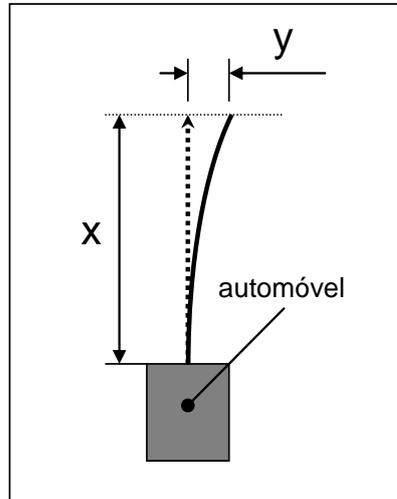


Figura 2. Teste de avaliação de desvio lateral.

As variações de processo durante a produção industrial de grande volume, as características intrínsecas aos tipos de pneus utilizados e o tipo de terreno onde o veículo irá ser comercializado são os principais fatores a serem considerados para calcular o VRAT. Um modelo bem elaborado deve levar em consideração todos os fatores importantes para o cálculo de VRAT. De acordo com Oh, os fatores provenientes da fabricação da carroceria e suspensão são: Cross Camber, Cross Caster, os referentes à fabricação dos pneus são: Conicidade e Torque de auto-alinhamento residual do Plysteer (PRAT) e a Inclinação da Pista. Para este estudo será incluído mais um fator relativo aos pneus: o Torque de auto-alinhamento residual da Conicidade (CRAT).

2. Objetivos

2.1. Objetivo geral

Levantar a influência de parâmetros variáveis do processo de fabricação automotivo na tendência de um veículo deslizar lateralmente.

2.2. Objetivos Específicos

Definir os fatores com maior influência para análise.

Criar a superfície de resposta para os fatores mais influentes.

Verificar a correlação da superfície com as análises no ADAMS.

Simular e analisar cada fator de forma independente.

Verificar o comportamento para cada fator no cálculo do VRAT.

3. Justificativa

Atualmente a utilização de ferramentas computacionais para o auxílio ao desenvolvimento de projetos de engenharia se tornou uma forma eficiente e robusta para garantir a qualidade e confiabilidade dos produtos. A alta correlação entre o universo computacional e o real faz com que a utilização do método para construção e correção de peças seja a forma com menor custo de tempo e dinheiro para correções eventuais no projeto.

Nesse aspecto, compreender de que forma as condições de contorno e as variáveis de controle influenciam no atributo analisado é de fundamental importância para que o tecnólogo em sistemas automotivos seja capaz de apresentar soluções eficientes para problemas associados, no caso, a tendência veicular de deslizar lateralmente quando andando em uma pista plana e em uma reta.

Após a leitura atenciosa deste trabalho o responsável pela dinâmica veicular de uma montadora automotiva compreenderá de que forma os fatores de entrada, da análise do torque de alinhamento residual veicular (VRAT), influenciam na tendência do comportamento para este atributo.

4. Fundamentação teórica

4.1. Conceitos sobre Dinâmica Veicular

O comportamento veicular é determinado pelas diversas forças impostas ao veículo pelo pneu, gravidade e fator externos. Os veículos e seus componentes são estudados para determinar quais forças serão produzidas por cada uma das fontes durante as manobras. Para este propósito é necessário estabelecer um criterioso método para modelar os sistemas e as convenções que serão usadas para descrever o movimento (Gillespie, 1992).

O carro é tratado como massa pontual no centro de gravidade (CG) do conjunto e a convenção da SAE para o eixo de coordenadas está representado na Figura 3.

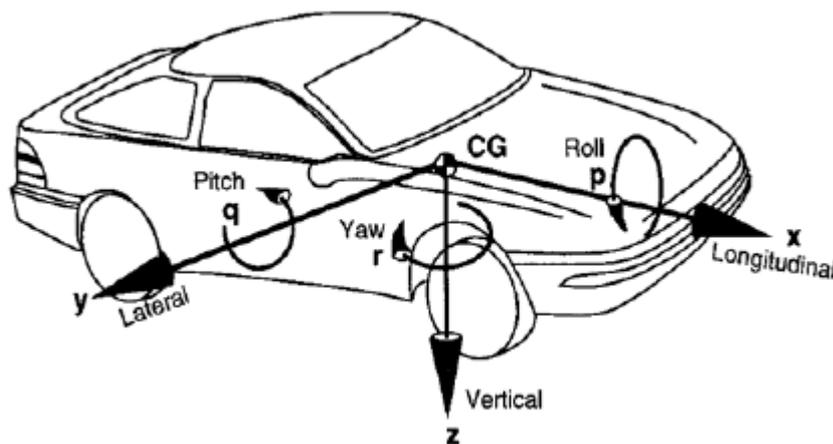


Figura 3: Sistema fixo de coordenadas do veículo conforme a SAE – [17]

Onde:

x – Longitudinal	y – Lateral	z - Vertical
p – Rolagem	q – Arfagem	r – Guinada

A massa que representa o corpo é denominada de massa suspensa e a massa representada pelos pneus é denominada de massa não suspensa.

A Figura 4 demonstra a representação do sistema fixo de coordenadas da terra com base na SAE.

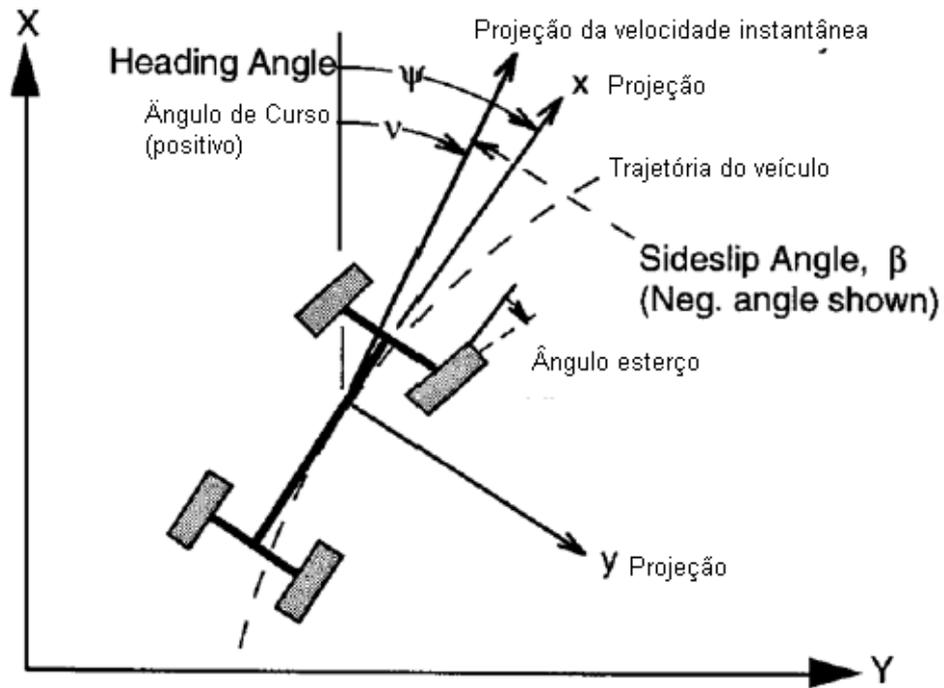


Figura 4: Sistema fixo de coordenadas da terra conforme a SAE [17]

Onde:

X – Longitudinal

Y – lateral

Z - Vertical

ν - Angulo de Avanço

ψ - angulo de Curso

β - ângulo de Deslizamento

4.1.1. Leis de Newton

A segunda lei de Newton é aplicada a maioria das análises relativas á dinâmica veicular. Esta lei é válida para translações e rotações. No sistema de translação: A soma das forças externas que agem no corpo em uma determinada direção é igual ao produto da massa e aceleração naquela direção.

$$\sum F_x = M \cdot a_x$$

Eq. 1

F_x = Forças na direção x, M = Massa do veículo e a_x = Aceleração na direção x

Sistemas de rotação: A soma dos torques que agem no corpo sobre um

determinado eixo é igual ao produto do momento rotacional de inércia e aceleração rotacional sobre o eixo em questão.

$$\sum T_x = I_{xx}a_x \quad \text{Eq. 2}$$

Onde:

T_x = Torques sobre o eixo x, I_{xx} = Momento de inércia sobre o eixo x e a_x = Aceleração sobre o eixo x

4.1.2. Cargas Dinâmicas

Tomando com objeto de estudo o veículo da Figura 5 e, a soma dos torques no ponto A deverá ser zero.

$$W_f L + D_A h_a + (W/g)a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin \Theta - W_c \cos \Theta = 0 \quad \text{Eq. 3}$$

A partir da equação acima é possível desenvolver a resolução da força W_f , com uma equação similar, a resolução da força W_r .

$$W_f = (W_c \cos \Theta - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - (W/g)a_x h - D_A h_a - W h \sin \Theta) / L \quad \text{Eq. 4}$$

$$W_r = (W_b \cos \Theta - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - (W/g)a_x h - D_A h_a - W h \sin \Theta) / L \quad \text{Eq. 5}$$

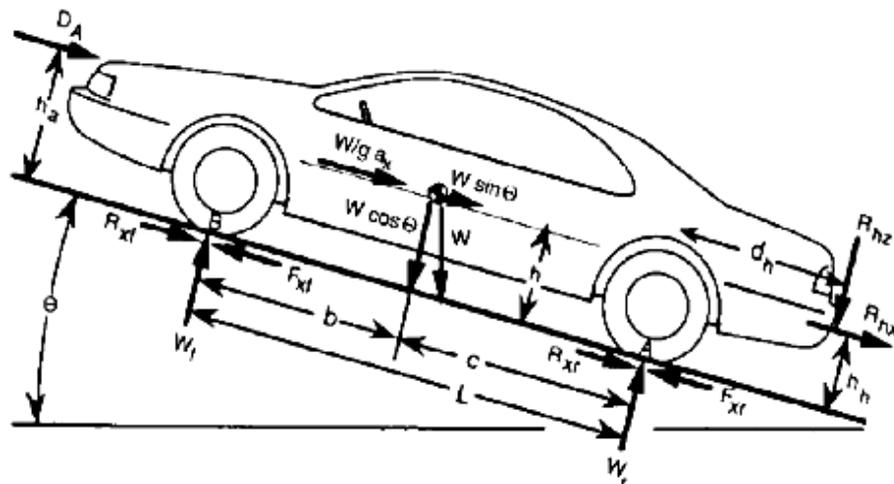


Figura 5: Cargas Dinâmicas [17]

4.1.3. Carregamento de baixa velocidade

Quando o veículo está parado ou com baixa velocidade no solo e sem inclinação, as equações de carregamento simplificam consideravelmente. O seno tem o valor de zero, o cosseno tem o valor de um e as variáveis R_{hx}, R_{hz}, a_x e D_A são zero. Portanto:

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} \quad \text{Eq.6}$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} \quad \text{Eq.7}$$

4.1.4. Baixas acelerações

Quando o veículo é acelerado em baixa velocidade, de modo que as forças aerodinâmicas sejam zero as forças nos eixos são:

$$W_f = W \left(\frac{c}{L} - \frac{a_x h}{g L} \right) = W_{fs} - W \frac{a_x h}{g L} \quad \text{Eq.8}$$

$$W_r = W \left(\frac{b}{L} + \frac{a_x h}{g L} \right) = W_{rs} + W \frac{a_x h}{g L} \quad \text{Eq.9}$$

Quando o veículo está acelerando, a carga é transferida do eixo dianteiro para o traseiro proporcionalmente a aceleração e a relação entre o centro de gravidade e o entre-eixos.

4.1.5. Carregamentos inclinados

A influência da inclinação no carregamento axial é um fator importante que deve ser considerado. A inclinação é definida como o "levantamento" durante a corrida. As inclinações comuns entre rodovias brasileiras interestaduais são limitadas em 4 por cento quando possível. Em pistas municipais ou entre cidades, elas ocasionalmente atingem valores de 10 a 12 por cento. O cosseno de um ângulo pequeno é muito próximo de um, e o seno é muito próximo do valor do próprio ângulo. Isto é:

$$\cos \Theta = 0.99^+ \cong 1 \quad \text{Eq.10}$$

$$\sin \Theta \cong \Theta \quad \text{Eq.11}$$

Portanto os carregamentos axiais influenciados por inclinação serão:

$$W_f = W\left(\frac{c}{L} - \frac{h}{L} \Theta\right) = W_{fs} - W \frac{h}{L} \Theta \quad \text{Eq.12}$$

$$W_r = W\left(\frac{b}{L} + \frac{h}{L} \Theta\right) = W_{rs} + W \frac{h}{L} \Theta \quad \text{Eq.13}$$

Onde uma inclinação positiva causa a transferência de carga da dianteira para traseira.

4.2. Estatística

4.2.1. Conceitos básicos

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

Mediana: é o valor médio de um conjunto de dados. Para calcular a mediana é necessário organizar o conjunto de dados em ordem crescente ou decrescente e identificar número central deste conjunto de dados.

Moda: o valor que ocorre com maior frequência no conjunto de dados.

Variância: é a medição do desvio de um conjunto de dados em relação à média.

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1} \quad \text{Eq.14}$$

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2}{N} \quad \text{Eq.15}$$

Desvio padrão: é a medição da variação em relação à média e é igual à raiz quadrada da variância.

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad \text{Eq.16}$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \mu)^2}{N}} \quad \text{Eq.17}$$

Range: é o valor máximo menos o valor mínimo encontrado em um conjunto de

dados.

4.2.2. Probabilidade

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.

$$P(A) = \frac{n_a}{N} \quad \text{Eq.18}$$

Onde: P 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.

4.2.3. 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 abaixo.

$$F(x) = P(X \leq a) = \int_{-\infty}^a f(x)dx \quad \text{Eq.19}$$

O cálculo do valor esperado de média e variância seguem as Equações abaixo, respectivamente, e as distribuições mais comuns no setor automotivo são Uniforme, Normal e Exponencial.

$$\mu = E(x) = \int_{-\infty}^{\infty} x \cdot f(x)dx \quad \text{Eq.20}$$

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

Eq.21

4.2.4. Distribuição uniforme

A distribuição uniforme de uma variável contínua x é caracterizada pela seguinte função de densidade:

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

Eq.21

Neste caso a e b são parâmetros da distribuição, indicando os limites mínimos e máximos respectivos.

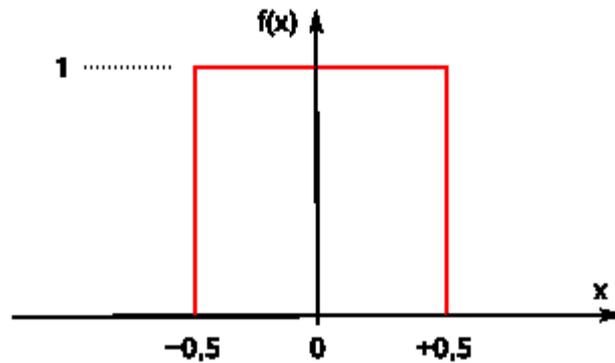


Figura 6: Função de distribuição acumulada e densidade para uma distribuição uniforme. Fonte: www.mspc.eng.br

4.2.5. Distribuição normal

A distribuição normal é uma das mais importantes do ponto de vista estatístico por que 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 têm distribuição normal se a função de densidade de

probabilidade for dada por:

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

Eq.22



Figura 7: Função de distribuição acumulada e densidade. Fonte: www.mspc.eng.br

4.2.6. Intervalo de confiança

O intervalo de confiança é um intervalo estimado que representa o limite inferior e superior usado para estimar o valor real de um parâmetro da população a certo nível de confiança, também conhecido como coeficiente de confiança. Este coeficiente significa a probabilidade que o intervalo de confiança incluirá o valor verdadeiro do parâmetro da população. O nível de significância é chamado de α e é o complemento do coeficiente de confiança.

4.3. Modelo conceitual

O veículo modelado foi baseado em carro com suspensão Mcpherson na dianteira e barra de torção (twist beam) na traseira. Essa configuração de suspensão cobre a maioria dos veículos comerciais leves desenvolvidos para mercados emergentes.

Uma suspensão do tipo Mcpherson tem configuração básica conforme a figura a baixo.

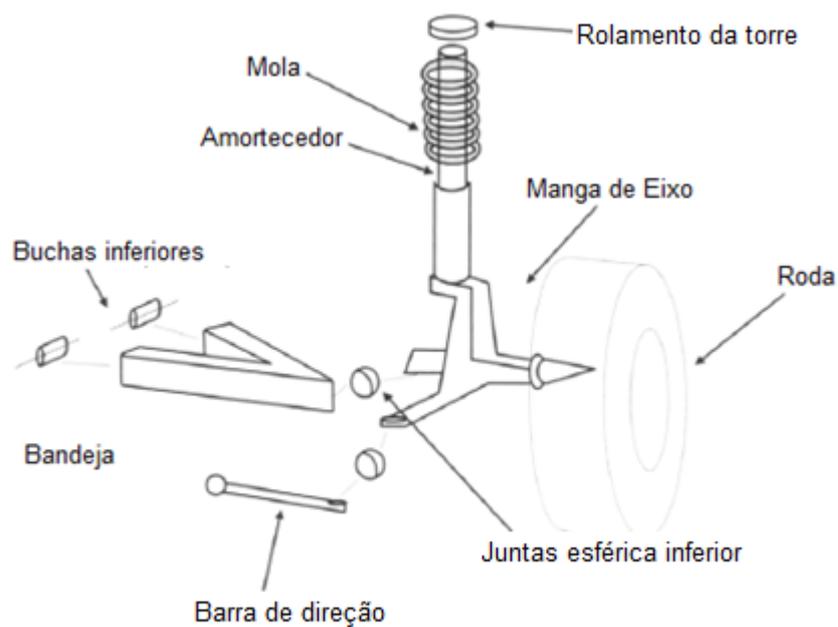
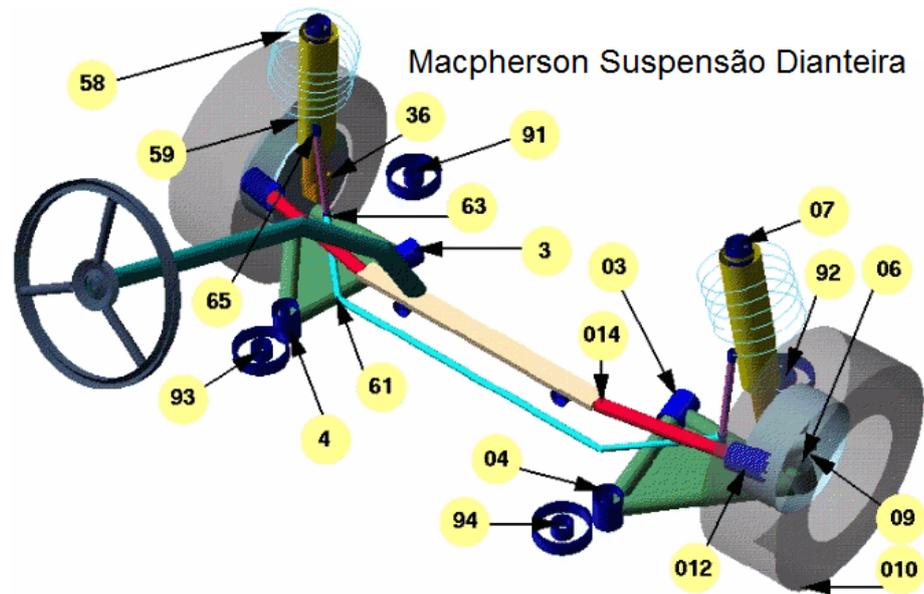


Figura 8 – Modelo simplificado da suspensão - Retirado do BLUNDELL, M.; HARTY, D..



3	lca_front	4	lca_rear
6	lower_ball_joint	7	top_mount
9	wheel_center	10	contact_patch
14	tierod_inner	12	tierod_outer
59	spring_seat_lower	58	spring_seat_upper
63	droplink_bar (left)	92	subframe_front (right)
65	droplink_external (left)	94	subframe_rear (right)
93	subframe_rear (left)		

Figura 9– Pontos geométricos da suspensão dianteira.

O modelo de suspensão mcpherson utilizado contém algumas simplificações que não impactarão significativamente no resultado da análise, porém serão discutidos detalhadamente mais adiante, junto com a explicação de como cada elemento é modelado e porque.

O rolamento da torre, conforme indicado na Figura 8 e ilustrado na Figura 10, é o elemento que liga a massa suspensa ao conjunto de suspensão, no veículo real, está peça

é um rolamento envolto com uma borracha que fica localizado na torre do amortecedor para permitir a rotação no eixo "Z" do conjunto, no momento em que é necessário fazer uma curva. Modelando matematicamente esse elemento com uma bucha com baixa resistência (atrito) a rotação em "Z" pode-se simular a resistência oferecida por esse elemento de fixação ao esterço do sistema. Essa baixa resistência deve ser aferida experimentalmente através de testes objetivos.



Figura 10– Rolamento da torre. retirado do <http://www.fqperformance.com>
(13/04/2011)

A primeira simplificação da realidade no modelo é que o batente do amortecedor é modelado junto com o rolamento da torre 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 top mount, agregando rigidez ao deslocamento na direção "Z". Um 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 rigidez do rolamento da torre (alta) impede o movimento infinito do conjunto. Isto faz com que a curva do batente tenha duas fases bem definidas, conforme demonstrado na Figura 11.

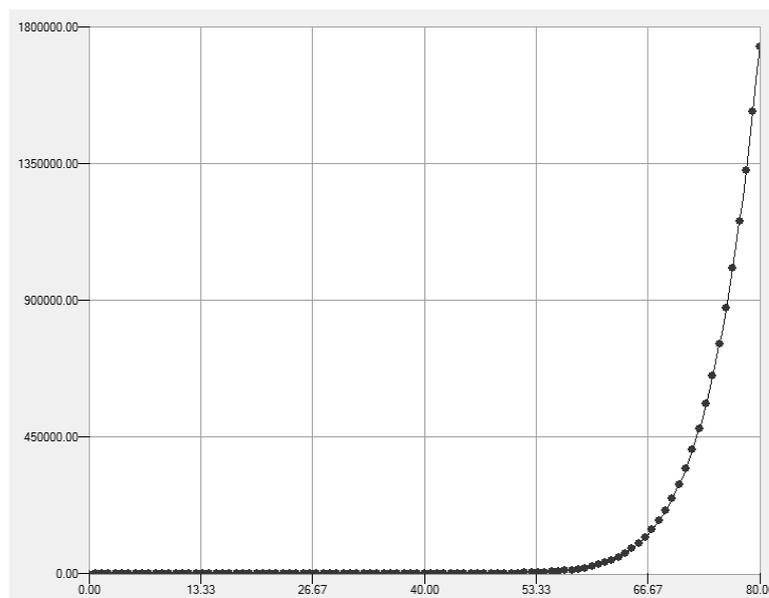


Figura 11 – Curva de batente (N/mm).

Na primeira parte da curva fica evidente a baixa rigidez do batente onde até os sessenta milímetros de deslocamento na houve um grande aumento de força contrária ao movimento, porém desta etapa em diante é claro o aumento de rigidez do conjunto (top mount/batente), isso ocorre, pois o batente chegou ao fim de sua capacidade de compressão e a partir desse instante a rigidez total do conjunto será á do top mount. Para levantar esses dados é necessário um teste simples onde é aplicada uma força no batente e medida a sua compressão.

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, pois, apesar de existir amortecimento histerético e a rigidez da mola não ser constante, dentro da faixa de trabalho na qual a mola está durante as manobras simuladas a rigidez é praticamente constante. Já em relação ao amortecimento, às perdas de energia devido ao amortecedor são muito maiores que a energia perdida por este amortecimento, por tanto, um teste para verificar a quantidade de energia perdida por amortecimento histerético seria um custo a mais para um dado insignificante na simulação. É comum a rigidez da mola estar entre dezenove e vinte e cinco Newton por milímetro.

O amortecedor é o elemento dissipador de energia, e seu efeito depende diretamente da velocidade da excitação do movimento. No modelo, a forma de dissipar energia é por meio da geração de uma força com sentido contrario ao movimento,

diminuindo a intensidade resultante da força no centro da roda. Diferentemente da mola, o amortecedor tem alta influência nas perdas de energia do sistema, por este motivo que é fundamental levantar precisamente a curva de um amortecedor para uma boa correlação da simulação com a realidade.

Conforme é mostrado na Figura 12, a força que o amortecedor exerce contrariamente ao movimento depende da velocidade da haste do amortecedor, onde os valores positivos indicam extensão e valores negativos indicam compressão. Para levantar uma curva de amortecedor é necessário colocar ele para movimentar-se em diferentes velocidades e medir a maior força necessária para manter esse movimento a velocidade constante.

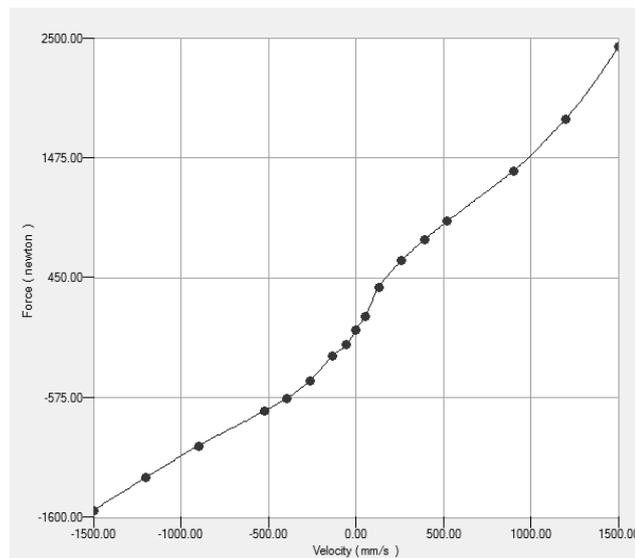


Figura 12– Curva de amortecedor (NXmm/s).

Os elementos tratados como rígidos no modelo são a bandeja, o braço de direção e a manga de eixo. É claro que na realidade essas peças se deformam elasticamente durante as manobras normais de um veículo, porém essas deformações são insignificantes devido à alta rigidez inerente as peças por causa de sua função estrutural e vida em fadiga na qual são submetidas. Além de terem baixo valor quantitativo, as dilatações das peças devido às forças laterais são embutidas na simulação através do comportamento das buchas de ligação entre as peças, as quais sofrem uma deformação

muito maior que a peça estrutural rígida. É possível atribuir rigidez á essas peças, mas isso aumentaria significativamente o tempo de processamento dos dados para o benefício ínfimo quanto à correlação.

As buchas que ligam a bandeja à manga de eixo são do mesmo tipo que ligam o braço de direção á ponteira. Essas conexões podem ter rigidez nas seis componentes de movimento, translação e rotação dos três eixos. A conexão entre a bandeja e a manga de eixo permite a rotação em torno de "Z" livremente, mas restringe todos os outros movimentos conforme a peça real, já a ligação entre o braço de direção e a ponteira é uma ligação de ponto que apenas liga uma peça a outra pontualmente sem impedir nenhuma rotação.

Outras buchas semelhantes à anterior são as buchas que ligam a bandeja ao subframe, porém estas têm rigidez à translação nos três sentidos de deslocamento definidas através de medição experimental e por tanto tem características que seguem as leis de Hooke. Estas buchas também restringem a rotação em torno de "Z" e "Y" com rigidez linear constante definida em teste, mas a rotação em torno de "X" é só é limitada pelo atrito entre as peças que é pequeno quando comparado com a rigidez dos outros sentidos.

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 através da análise da dispersão dos resultados. Assim como com os pneus, quando analisarmos cada atributo, será necessário variar as propriedades de forma interativa, de forma que, a cada alteração necessária um novo modelo será construído e novamente simulado. Todos os elementos citados acima, estão presentes na suspensão dianteira do veículo simulado, a suspensão traseira contém, também, grande parte desses elementos, portanto, são modelados da mesma forma. O top mount, batente, mola e amortecedor são modelados exatamente igual á suspensão dianteira porém, o eixo de torção é um elemento mais complexo, pois é necessário compreender precisamente os efeitos que forças de rolagem tem sobre a

deformação do eixo. Como não devem existir deformações plásticas na barra de torção o módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson junto com os momentos de inércia da viga são suficientes para determinar seu comportamento

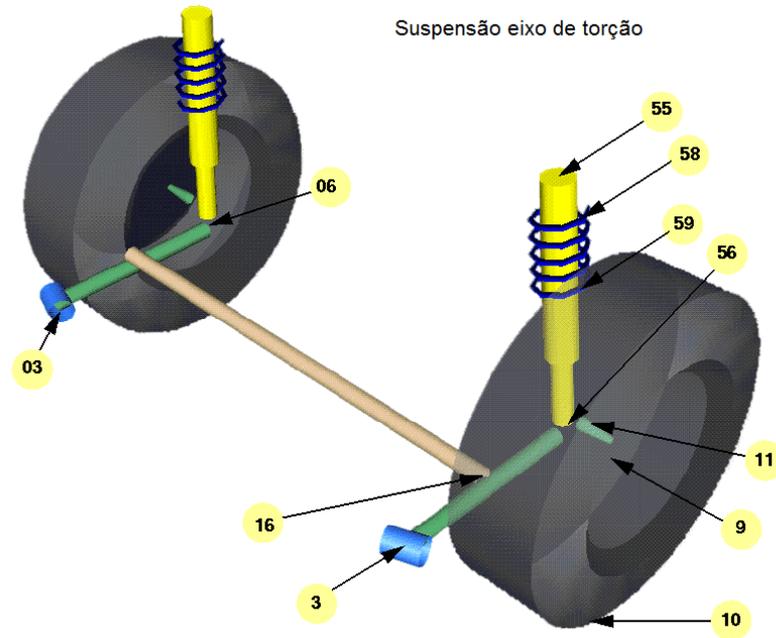


Figura 13 – Pontos geométricos da suspensão traseira.

Existem alguns fatores que influenciam mais significativamente o efeito de deslizamento do veículo, os quais podem ser divididos em grupos. A variação de camber, caster e conicidade e CRAT (Torque de auto-alinhamento Residual da conicidade) dos pneus são causadas pela variação natural do processo de fabricação. Já a inclinação da pista é um fator de ruído, portanto é necessário considerar o mercado para qual produto se destina. Existem outros fatores que também contribuem para o deslizamento do veículo como o *Plysteer*, *PRAT* (Torque de auto-alinhamento Residual do plysteer).

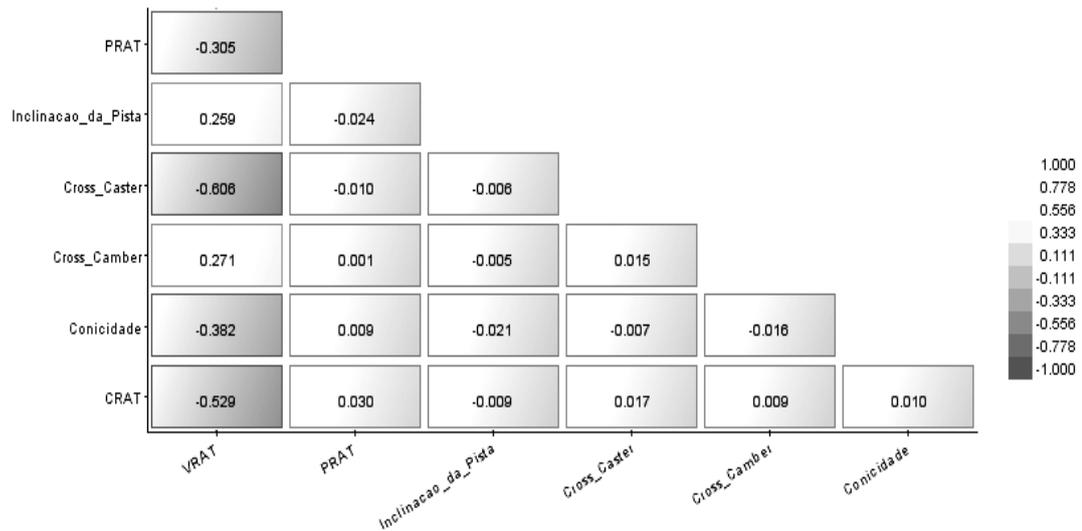


Figura 14. Matriz de Correlação para VRAT

O modelo matemático leva em conta todos os fatores citados anteriormente como os causadores do efeito de puxar do automóvel e suas significâncias serão quantificadas no decorrer da dissertação, porém uma visão geral de como cada fator pode contribuir na observação feita deve estar clara e objetiva no conhecimento do engenheiro para existir uma melhor compreensão dos resultados que virão a ser discutidos, por tanto, uma breve explicação de como cada fator se relaciona com o efeito de puxar do veículo segue de forma objetiva.

5. Fatores de entrada

Sabendo do desconforto gerado para o condutor relativo ao efeito do veículo estar tendendo seu movimento para algum lado, é essencial levantar os potenciais fatores que podem causar ou amplificar o efeito de deslizamento veicular para em uma eventual necessidade de tratar esse problema saber onde deve-se investir engenharia, a fim de solucionar o problema com o mínimo de impacto para o projeto, tanto de forma financeira quanto de tempo de execução.

5.1. Camber

Camber é o ângulo da roda relativo à vertical, vista da frente ou da traseira do veículo. Se a roda se inclina para além do veículo, isso é uma Camber positiva; se inclinasse na direção do chassi, é uma Camber negativa. A Camber das rodas não deve ser confundida com a 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 não simétrico no pneu. (Georg Rill, 2006)

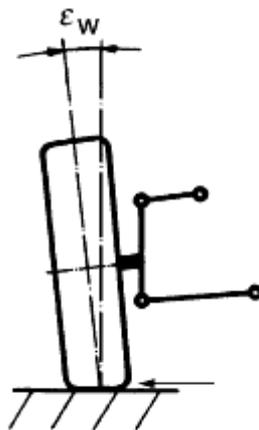


Figura 15 – Padrão SAE de qualificação de Camber positiva. Retirado do REIMPELL, 2001, pg. 177.

Um pneu pode gerar o máximo de força lateral durante uma curva se ela operar com um ligeiro ângulo negativo de Camber. Enquanto o chassi rola na curva, a suspensão deve ser desenvolvida para que as rodas executem alterações na Camber com

o movimento de subida e descida da suspensão. Uma suspensão ideal vai gerar um aumento gradativo de Camber negativa da roda enquanto a suspensão se desloca para cima.

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 esterço maiores que zero. Forças da Camber é função do tipo de pneu, construção, forma, trilha, pressão, carga, esforço de tração/frenagem e Camber e ângulos de deslizamento. (MILLIKEN, 1995)

Observações experimentais em uma placa de vidro e teoria simples indicam que o impulso de camber de pneus de estreitos surge da distorção da tipografia do pneu. Quando um pneu estacionário é pressionado para baixo contra a pista com uma Camber, o plano central da tipografia é curvo. Quando o pneu é rolado em zero grau de deslizamento, um ponto preso entre tipografia e a pista para se mover através de um trecho definido pela direção do movimento. Portanto 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 compara 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, 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. (MILLIKEN, 1995)

Conhecendo o fenômeno do impulso de Camber fica clara sua influência na análise de deslizamento do veículo, por tanto verificar a variação da Camber ao longo da produção industrial se torna 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.

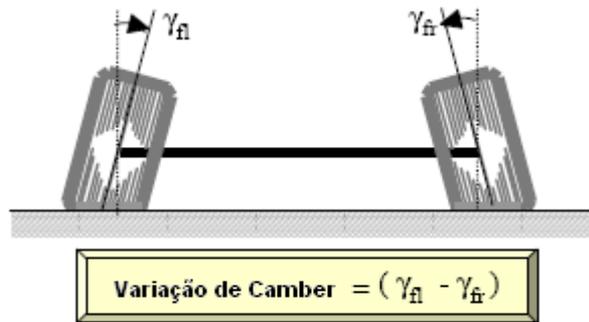


Figura 16 – Variação de camber. Retirado do Oh, S., Cho, Y., e Gim, G., Identification of A Vehicle Pull Mechanism, *SAE Technical Paper*, 2000.

A diferença entre o camber medido do lado direito e esquerdo em um veículo é conhecida como *Croos Camber*.

$$\text{Cross Camber} = \text{Camber LD} - \text{Camber LE}, \text{LD (Lado direito),LE (Lado esquerdo)}$$

5.2. Caster

Caster é o ângulo que o eixo de giro do pneu é inclinado para frente ou para trás da vertical, olhando o veículo lateralmente. Se o eixo de pivotação é inclinado para trás (isto é, a parte superior do eixo é posicionada anteriormente a base) o caster é positivo; se ele é inclinado para frente, o caster é negativo.

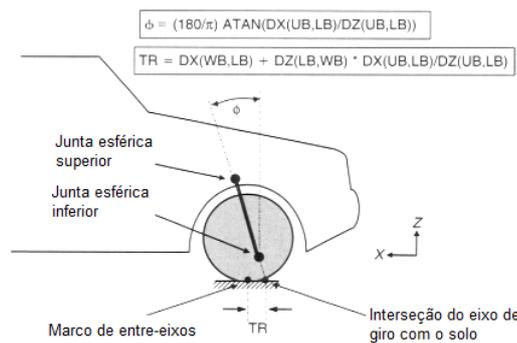


Figura 17– Ângulo de Caster e caster trail. Retirado do Blundell, 2004, Pag. 232.

Caster positivo tende a endireitar a roda quando o veículo esta 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 (caster) 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. A força que faz com que a roda seguir o eixo de giro é proporcional a distancia entre o eixo e o contato do pneu com o solo, quanto maior a distancia, maior a força. Essa distancia é chamada de *Caster trail*. (REIMPELL et al., 2001)



Figura 18 – Ilustração da roda do carro de supermercado.

Devido a muitas considerações de design, é desejável ter o eixo de giro da roda do carro exatamente no cubo da manga de eixo. Se o eixo de giro foi projetado para ser vertical e com esse perfil, o eixo será coincidente com o contato do pneu com o solo. O trail será zero, e não existirá caster, por tanto, a roda será essencialmente livre para girar sobre piso indefinidamente. Felizmente, é possível criar caster inclinando o eixo de giro na direção positiva. Com tal arranjo, o eixo de giro intercepta o solo em um ponto na frente do contato do pneu com solo, e assim o mesmo efeito visto no caster de carro de supermercado é atingido.

O eixo de giro inclinado tem outro importante efeito na geometria da suspensão. Quando a roda rotaciona em torno do eixo inclinado, a roda ganha Camber enquanto gira. Esse efeito é mais bem visualizado imaginado um extremo caso irreal onde o eixo de giro será horizontal, quando roda girasse, ela simplesmente alteraria a Camber. Este efeito faz com que a roda de fora da curva ganhe Camber negativa, enquanto a de dentro da curva ganhe Camber positiva. Essas alterações de camber geralmente são favoráveis para fazer a curva, embora seja possível exagerar.

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 esterçar 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 (REIMPELL et al., 2001)

Pelos mesmos motivos que a diferença de camber ocorre, também existem as variações de caster como a figura abaixo exemplifica.

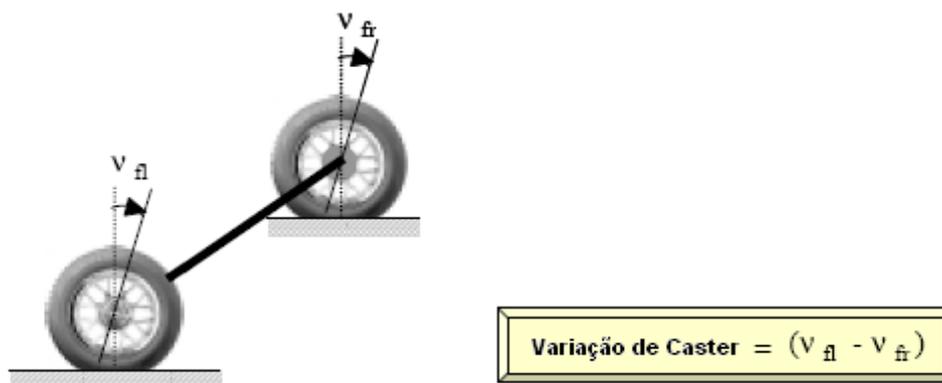


Figura 19 – Variação de caster. Retirado do Oh, S., Cho, Y., e Gim, G., Identification of A Vehicle Pull Mechanism, *SAE Technical Paper*, 2000.

A diferença entre a medição de Caster do lado direito e esquerdo em um veículo é conhecida como Cross Caster.

$$\text{Cross Caster} = \text{Caster LD} - \text{Caster LE}$$

LD (Lado direito)

LE (Lado esquerdo)

5.3. Conicidade

É definido 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. (MIKE GERDES, 2002)

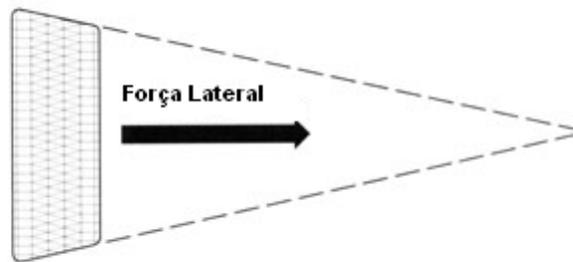


Figura 20 – Ilustração de um pneu cônico. retirado do <http://classic.artsautomotive.com/GSP9700.htm> em 05/04/11

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 se o veículo esta simplesmente sendo estocado, muitos fatores podem aumentar os valores de conicidade. Um pneu inflado corretamente dificilmente vai alterar suas condições de físicas, isso não significa dizer que ele não terá conicidade.

É importante considerar esses fatores, que incluem calibração inadequada e alinhamento de suspensão que excedem os valores especificados para diagnosticar os sintomas do deslizamento lateral.



Figura 21 – Configurações de calibração de pneu. retirado do <http://www.howstuffworks.com> em 02/03/11

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 ela depende da pressão do pneu e vai diminuir 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.

5.4. Torque de auto-alinhamento Residual da Conicidade (CRAT)

Um efeito associado com conicidade é o CRAT (Torque de auto-alinhamento Residual da Conicidade). O CRAT é 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.

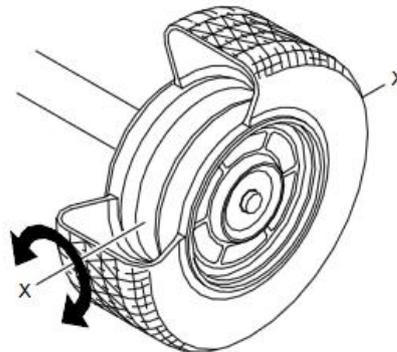


Figura 22 – Ilustração do momento gerado pela conicidade.

Essa 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 (Figura 23). 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.



Figura 23 – Skatista em curva.

Fonte: <http://www.birdhouse-skateboard.com/> (06/04/2011)

Analogamente, quando as forças normais dos pneus não são iguais o mesmo efeito é causado. Dificilmente um veículo tem uma distribuição simétrica de massa com isso é praticamente impossível que com a variação de força normal pelo CRAT essas diferenças se anulem, por tanto o CRAT tem influência direta do cálculo de deslizamento lateral.

5.5. Plysteer

O efeito da plysteer é caracterizado como a diferença entre forças laterais geradas pelos pneus ao girar em sentidos opostos, tendo como resultante uma força não nula que atua lateralmente no veículo tirando da trajetória retilínea. O seu entendimento se dá a partir da percepção de que cada pneu da dianteira do veículo gira em um sentido, tendo a face do pneu com referencial, ou seja, se fosse possível esterçar somente roda esquerda

noventa graus, manter nessa posição, depois somente a roda direita em noventa graus, perceberíamos que o carro não se movimentaria para nenhum lado, pois as rodas girariam em sentidos opostos



Figura 24 – Sentido de giro dos pneus.

A força lateral varia em função do design da região do pneu que entra em contato com o solo, é dependente do sentido do giro do pneu, o que facilita seu cálculo através de testes físicos. O benefício dessa propriedade está na sua liberdade de alteração em função da necessidade do projeto, por exemplo, um veículo que tem uma tendência um pouco acima do tolerado de deslizamento lateral para a esquerda, por ser um parâmetro de baixa influência, uma pequena alteração apenas no design da banda de rolagem pode corrigir o problema de forma simples e de baixo custo.

O plysteer é definido como a componente da força de deslocamento lateral, que troca de sentido em relação à face do pneu dependendo do sentido de rotação. É normalmente observado como uma força resultante em zero grau de ângulo de esterço e zero grau de Camber em condições de laboratório. (MIKE GERDES, 2002)

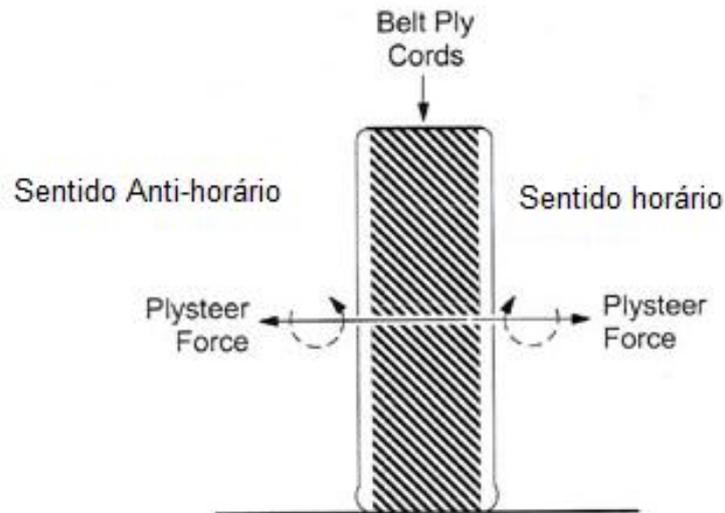


Figura 25 – Ilustração da força de Plysteer dependendo do sentido de giro. retirado do <http://www.artsautomotive.com> em 02/03/11

Imaginando um pneu com perfil da banda de rolagem com o da figura acima é fácil perceber que, no primeiro sentido, a decomposição das forças indica uma componente para a esquerda, já no segundo sentido, existe uma decomposição de força para a direita, portanto, para o mesmo pneu o sentido de giro iria influenciar tanto na magnitude quanto na direção da força do plysteer. Obviamente não existem pneus com essa configuração na banda de rolagem, porém pequenas diferenças, às vezes, imperceptíveis à visão, como diferenças de rigidez de cada parte do perfil, acabam por gerar forças de Plysteer.

5.5. PRAT

Outro atributo relacionado com os pneus é o PRAT, que é derivado do plysteer. Este atributo está relacionado ao momento gerado pela força do plysteer no centro de rolagem do veículo, ou seja, as variações de força normal no pneu devido a esse momento. Para não serem confundidos com as forças de CRAT, os testes de aferição de PRAT são feitos nos dois sentidos de giro, com isso, quando girado em sentido horário, o PRAT e a CRAT tem uma direção, porém, quando girado no outro sentido a PRAT troca de direção, mas CRAT continua constante podendo 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 pela conicidade são diferentes a depender do sentido de giro.

O PRAT, assim como CRAT, influencia no efeito do carro puxar alterando a força normal do pneu com o solo e sua representatividade está diretamente associada a magnitude do plysteer que gera este PRAT. De acordo com o PACEJKA, Hans B., Tyre and Vehicle Dynamics a força gerada pelo plysteer é igual a de um ângulo próprio de esterço e como o PRAT é dependente do plysteer, seu valor também é proporcional a esse ângulo de ply (α) evidenciado na figura abaixo.

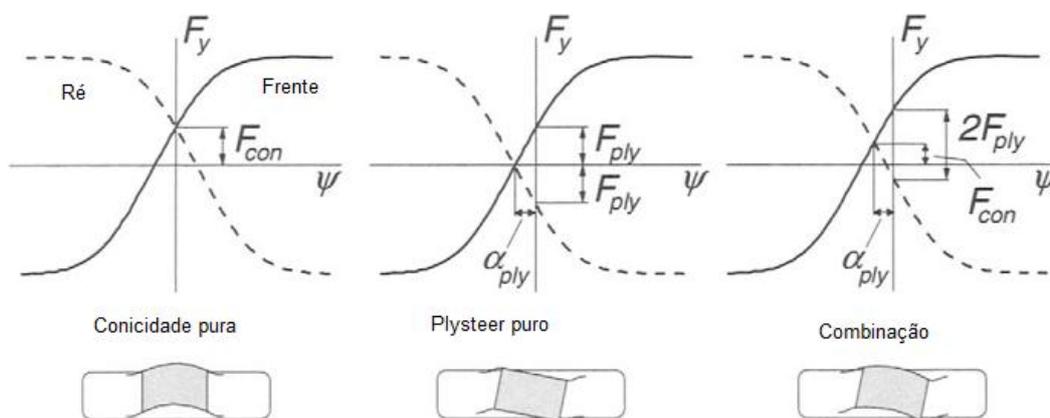


Figura 26 – Retirado do PACEJKA, Hans B., Tyre and Vehicle Dynamics, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.

A Figura 26 mostra como os valores de CRAT e PRAT são calculados separadamente apesar de atuarem da mesma forma e no mesmo local. A linha contínua é o pneu sendo girado no sentido horário, a pontilhada é o oposto, o encontro das linhas nas abscissas representa a força de conicidade e seu próprio CRAT, já o encontro nas ordenadas representa o ângulo de ply, já a força de plysteer é o metade do valor entre os pontos onde a curva toca o eixo vertical nos dois sentidos.

5.6. Inclinação da pista

O ultimo atributo significativo relacionado com o efeito de deslizamento é a inclinação da pista, considerar as variações de terreno para cada mercado em que o veículo será comercializado é de fundamental importância para um adequado projeto de pneu e conjunto de suspensão. A grande dificuldade atual é que com mercados e produtos cada vez mais globais projetar um conjunto de suspensão que atenda a uma pista de direção direita e também direção esquerda da mesma maneira com relação ao efeito de deslizamento é muito complexo, porém, fundamental para garantir a qualidade do produto.

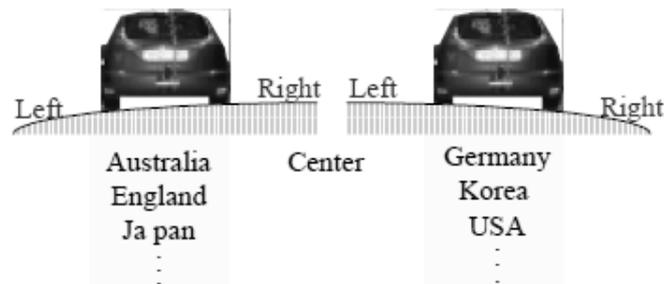


Figura 27 – Retirado do PACEJKA, Hans B, 2002.

Nas rodovias brasileiras a inclinação transversal mínima de um pavimento asfáltico é de 2%, podendo chegar a 5% no caso de rodovias com solo estabilizado (Pereira et al, 2010)

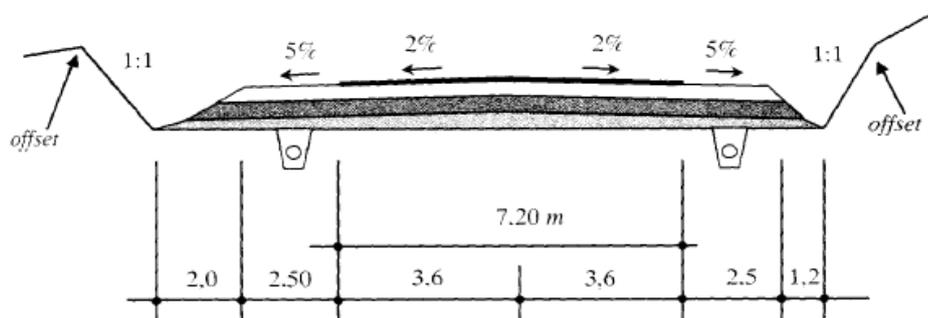


Figura 28. Seção transversal em corte. Retirado da apostila projeto geométrico de rodovias.

6. Desenvolvimento da superfície de resposta para VRAT

Antes de determinar qual o algoritmo que será usado para o desenvolvimento da superfície de resposta é necessário a avaliação dos fatores em relação a resposta encontrada. Os efeitos foram avaliados com o uso de uma matriz de correlação (Figura 29), onde é possível concluir que todos os fatores têm correlação significativa para a saída VRAT. O grau de relação é dado por um número entre -1 e 1. Se este número for positivo, as variáveis são positivamente correlacionadas, se for negativo as variáveis são inversamente correlacionadas e se for igual a zero as variáveis não tem correlação.

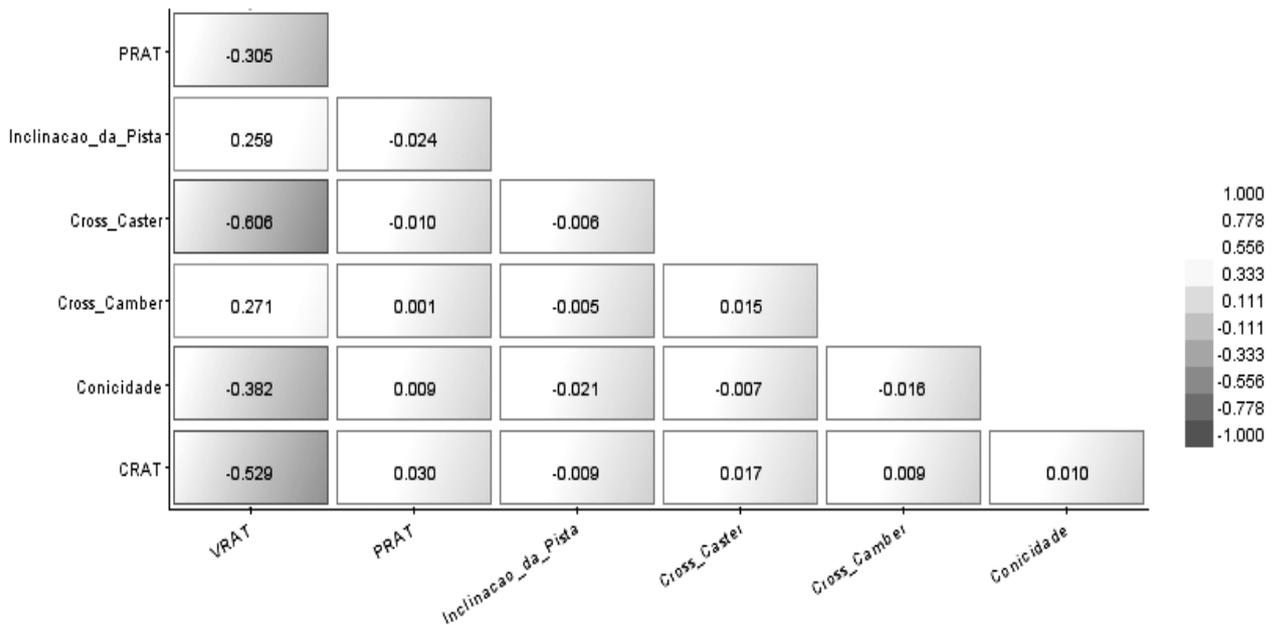


Figura 29. Matriz de Correlação para VRAT

Outra avaliação importante é a matriz de efeitos. Esta avaliação gráfica é utilizada para determinar se existe influência entre os fatores de entrada considerados. Conforme o Figura 30, é possível determinar que não existe relação significativa entre os fatores de entrada utilizados.



Figura 30. Matriz de Efeitos para VRAT

Uma superfície de resposta polinomial de primeira ordem foi gerada a partir dos dados de saída do software multicorpos. A Tabela 1 contém os coeficientes que serão utilizados para calcular o VRAT previsto do veículo.

Tabela 1 - Coeficientes calculados pela superfície de resposta.

Coeficiente	Valor
K	0.77342307450920
Cross	0.12252871302325
Cross Caster	0.26413439085937
Conicidade	0.16111418485246
CRAT (Nm)	0.22289684360587
PRAT (Nm)	0.12534919162988
Inclinação da	0.10374769330066

O parâmetro da regressão (R^2) para estes coeficientes é de 99.99984%.

6.1. Previsão de capacidade do processo

Agora é possível prever a curva de distribuição do VRAT com os valores de especificação de projeto.

Tabela 2 - Limites de especificação do projeto.

Fatores com Distribuição Normal	Média	-3σ	+3σ
Cross Camber (graus)	0	-0.5	+0.5
Cross Caster (graus)	0	-0.5	+0.5
PRAT (Nm)	-2	-1.5	+1.5
Fatores com Distribuição Uniforme	Média	Limite Inferior	Limite Superior
Conicidade (N)	0	-53	+53
CRAT (Nm)	0	f(Conicidade)	
Inclinação da pista (%)	2.5	0.5	0.5

As especificações de projeto foram aplicadas em uma simulação de Monte Carlo com 5000 iterações. O VRAT foi calculado com o uso da superfície de resposta gerada anteriormente e apresentou média aritmética (\bar{x}) de - 0.115 Nm e desvio padrão de 0.122 Nm.

Os valores C_p e C_{pk} podem ser estimados com base na média e desvio padrão calculados com os dados da simulação de Monte Carlo.

$$C_p = \frac{LSE - LIE}{6\sigma} \quad (1)$$

$$C_{pk} = \text{Mínimo}\left(\frac{LSE - \bar{x}}{3\sigma}, \frac{\bar{x} - LIE}{3\sigma}\right) \quad (2)$$

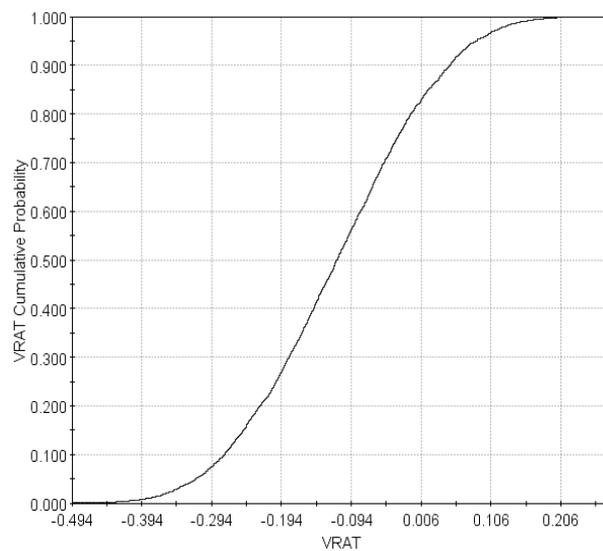


Figura 31. Função de distribuição cumulativa para VRAT

Como exemplo, usaremos o limite de especificação para VRAT de ± 0.50 Nm em valores absolutos. O C_p previsto conforme os dados simulados para este limite é de 1.37 e o C_{pk} 1.05.

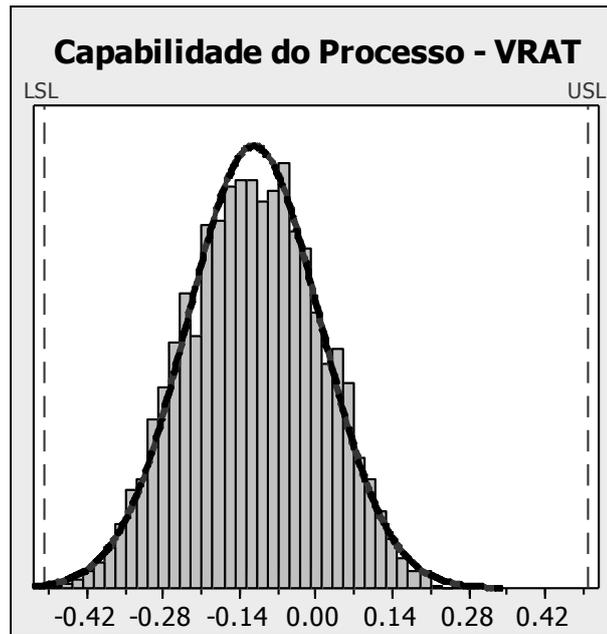


Figura 32. Capacidade de Processo estimada

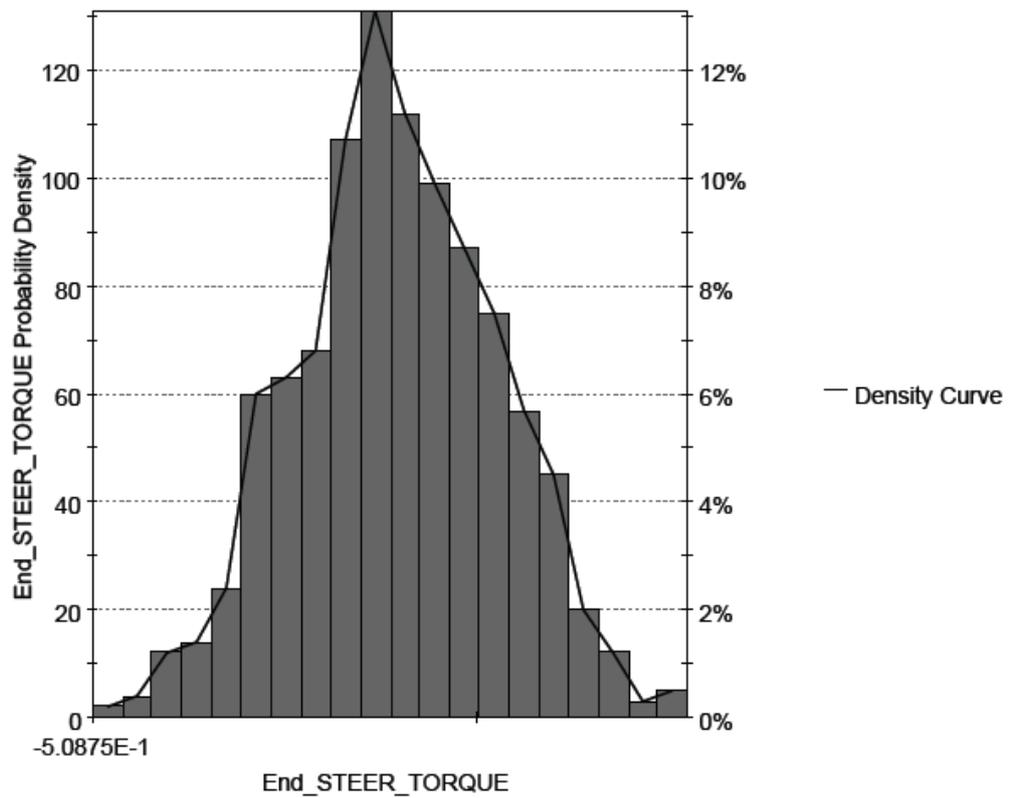
Os limites de especificação de VRAT podem ser calculados com estudos físicos que determinem os limites aceitáveis para o consumidor final.

7. Análise dos resultados

Um aspecto importante do trabalho é perceber de que modo cada fator de entrada contribui na distribuição dos resultados e de que modo essa participação no resultado pode ser utilizado em prol das necessidades do projeto. Para melhor compreensão desse ponto, foram feitas algumas análises de tendência baseado no que é possível variar dentro das especificações de projeto. Os fatores de entradas foram modificados um de cada vez e da seguinte forma:

Fatores de entrada	Limite Inferior	Nominal	Limite Superior
Desvio Cross Camber	0,4	0,5	0,6
Média Cross Camber	-0,2	0	0,2
Desvio Cross Caster	0,4	0,5	0,6
Média Cross Caster	-0,2	0	0,2
Desvio Conicidade	33	53	73
Média Conicidade	-20	0	20
Desvio PRAT	-1,2	-1,5	-1,8
Média PRAT	-1,6	-2	-2,4

Foram feitas hum mil simulações através do método de Monte Carlo. Sabendo que o C_p da distribuição padrão conforme os dados simulados para este limite é de 1.37 e o C_{pk} 1.05, e por tanto se sabe que a curva cumulativa de probabilidade se comportará da seguinte forma:



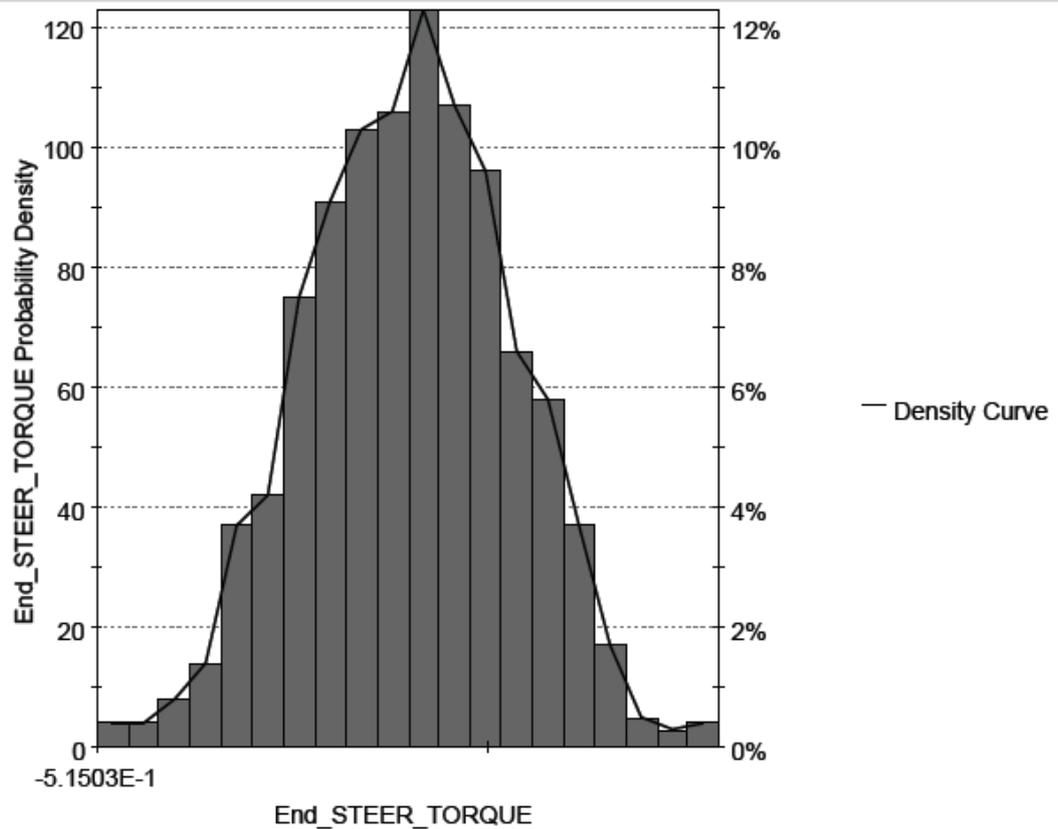
A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.3089E-1
N. of Classes	20	Skewness	-3.1642E-3
Min	-5.0875E-1	Kurtosis	2.8038E0
Max	2.6514E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2117E-1,-1.0492E-1)
Arithmetic Mean	-1.1304E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2373E-1,-1.0236E-1)
Variance	1.7132E-2	Variation Coeff.	-1.1579E0

Figura 41. Curva cumulativa de probabilidade padrão.

7.1. Estudos de Variação de Cross Camber

7.1.1. Variando desvio padrão do Cross Camber em +20%

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.26 e Cpk de 0,97. Analisando o resultado é fácil perceber a baixa influência da variação do desvio padrão do camber no resultado final do VRAT como um todo (desvio e média).

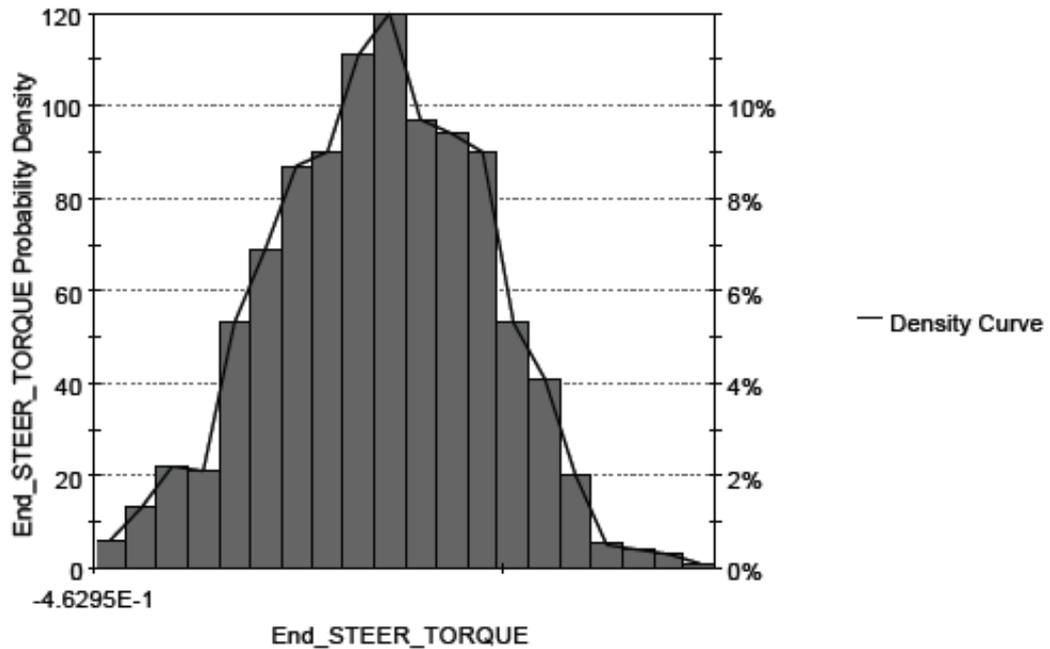


	A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.3124E-1	
N. of Classes	20	Skewness	-5.1656E-2	
Min	-5.1503E-1	Kurtosis	2.8308E0	
Max	2.7958E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2384E-1,-1.0756E-1)	
Arithmetic Mean	-1.1570E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2641E-1,-1.0499E-1)	
Variance	1.7223E-2	Variation Coeff.	-1.1343E0	

Figura 42. Curva cumulativa de probabilidade com +20% no desvio padrão.

7.1.2. Variando desvio padrão do Cross Camber em -20%

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.29 e Cpk de 1,00. Acompanhando o comportamento do alteração anterior é fácil perceber a baixa influência da variação do desvio padrão do camber.

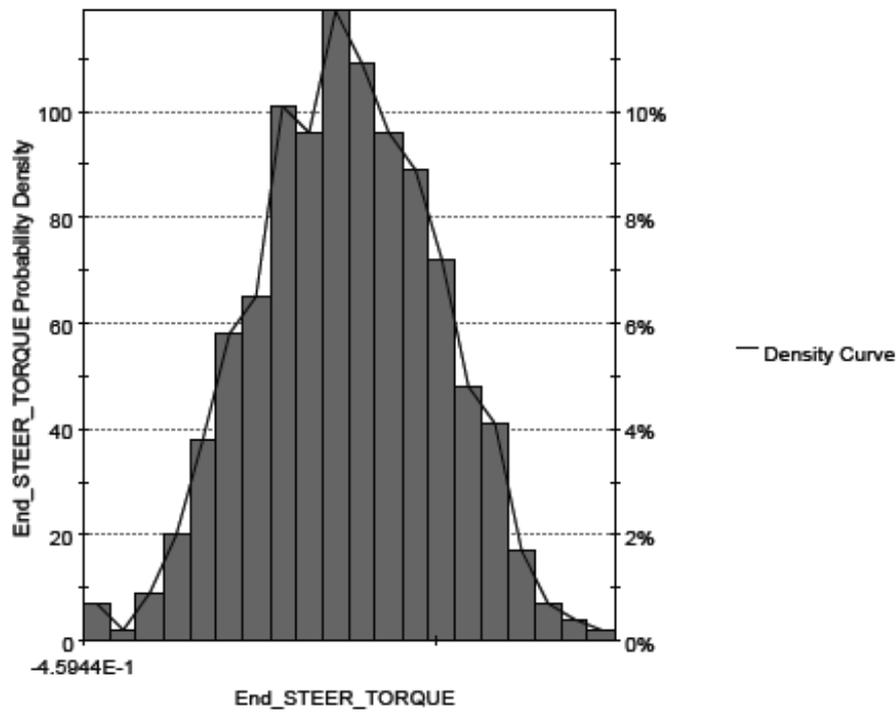


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2853E-1
N. of Classes	20	Skewness	-6.3482E-2
Min	-4.6295E-1	Kurtosis	2.7038E0
Max	2.9877E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2108E-1,-1.0513E-1)
Arithmetic Mean	-1.1310E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2359E-1,-1.0261E-1)
√variance	1.6520E-2	Variation Coeff.	-1.1364E0

Figura 43. Curva cumulativa de probabilidade com -20% no desvio padrão.

7.1.3. Variando a média do Cross Camber em +0,2°

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.29 e Cpk de 1,07. Esse resultado faz com que cheguemos a conclusão que um carro convergente tem um comportamento melhor para VRAT, podemos inferir isso baseado na diminuição significativa da média e de uma forma geral, a não variação do Cp.

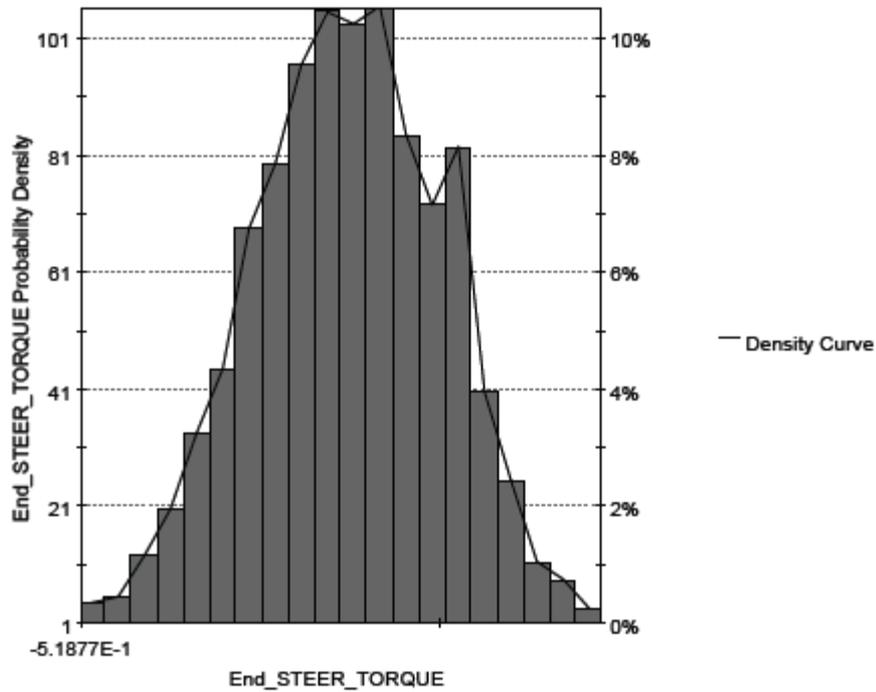


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2802E-1
N. of Classes	20	Skewness	-4.1519E-2
Min	-4.5944E-1	Kurtosis	2.7493E0
Max	2.9483E-1	Confidence Int. 95%	(-9.4407E-2,-7.8519E-2)
Arithmetic Mean	-8.6463E-2	Confidence Int. 99%	(-9.6910E-2,-7.6015E-2)
Variance	1.6388E-2	Variation Coeff.	-1.4808E0

Figura 43. Curva cumulativa de probabilidade com +0,2° na média.

7.1.4. Variando a média do Cross Camber em $-0,2^\circ$

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.28 e Cpk de 0,9. A partir de todos os resultados de camber é possível inferir que as variações de camber influenciam pouco no desvio padrão mas tem uma leve influência na média do valor do VRAT



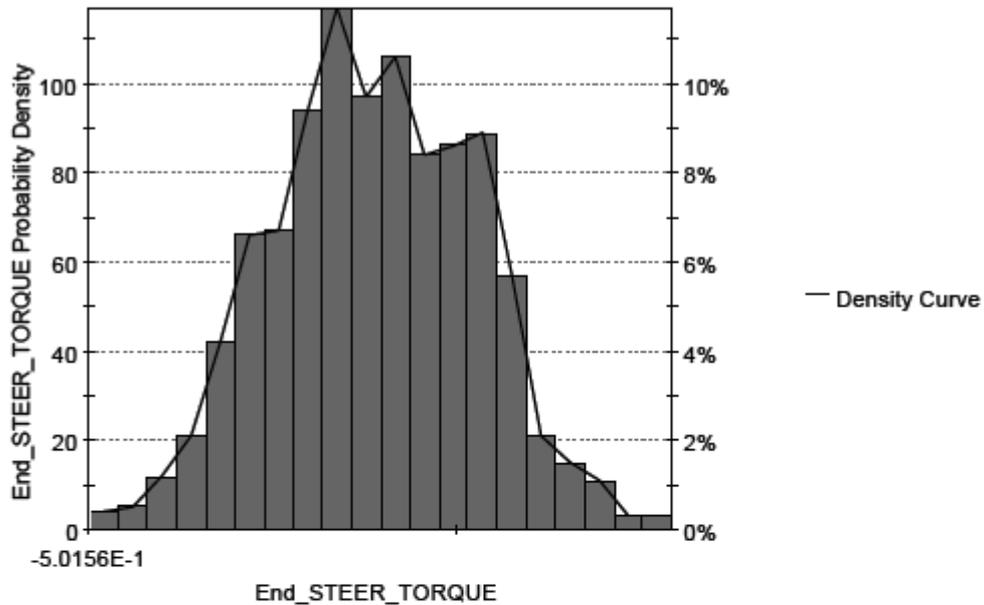
A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.3007E-1
N. of Classes	20	Skewness	-9.3495E-2
Min	-5.2242E-1	Kurtosis	2.6736E0
Max	2.0942E-1	Confidence Int. 95%	(-1.5421E-1,-1.3807E-1)
Arithmetic Mean	-1.4614E-1	Confidence Int. 99%	(-1.5875E-1,-1.3552E-1)
Variance	1.6918E-2	Variation Coeff.	-8.9004E-1

Figura 44. Curva cumulativa de probabilidade com $-0,2^\circ$ na média.

7.2 Estudos de Variação de Cross Caster

7.2.1. Variando o desvio do Cross Caster em +20%

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.22 e Cpk de 0,9. Podemos afirmar que o aumento em módulo do valor da média implica na queda do Cp e conseqüentemente diminuição significativa do Cpk.

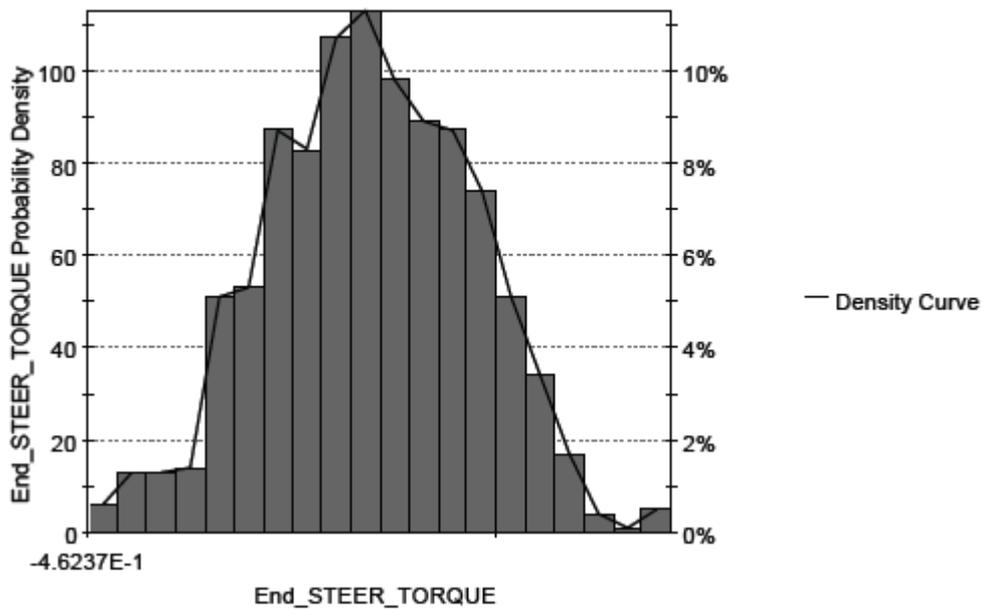


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.3619E-1
N. of Classes	20	Skewness	-1.9253E-2
Min	-5.0156E-1	Kurtosis	2.6998E0
Max	2.9201E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2175E-1,-1.0485E-1)
Arithmetic Mean	-1.1330E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2441E-1,-1.0219E-1)
Variance	1.8547E-2	Variation Coeff.	-1.2020E0

Figura 45. Curva cumulativa de probabilidade com +20% no desvio padrão.

7.2.2. Variando o desvio do Cross Caster em -20%

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.33 e Cpk de 1.024. A diminuição do desvio padrão significaria, na prática, um controle mais preciso no processo de produção, o que, provavelmente, implicaria num aumento do custo de fabricação total. Posteriormente será mostrado que existem outros fatores que tem uma influência maior no resultado, fazendo com que a utilização do caster como fator de correção seja pouco interessante, mas efetivo.

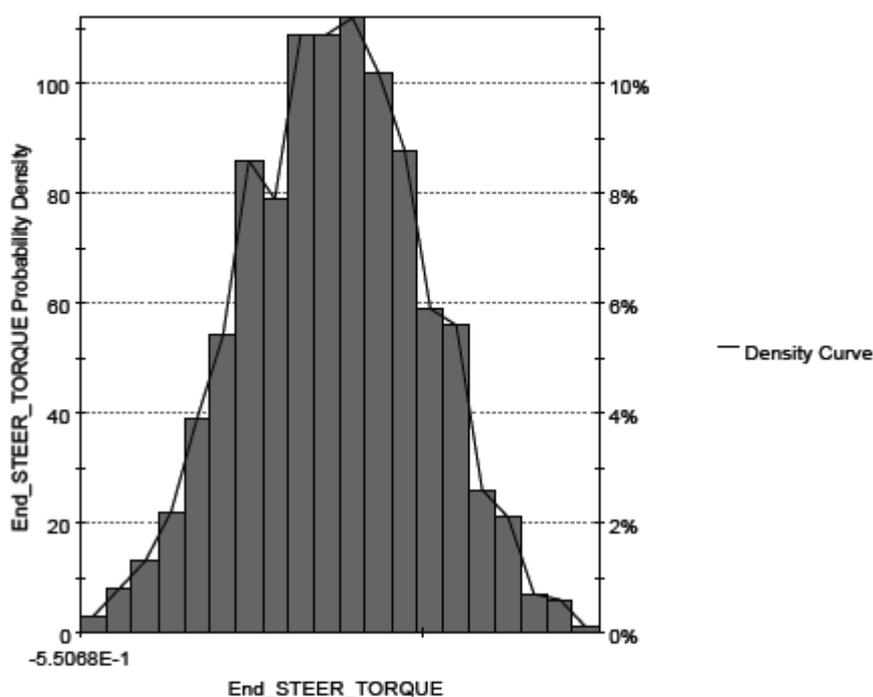


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2575E-1
N. of Classes	20	Skewness	-4.7678E-2
Min	-4.6237E-1	Kurtosis	2.7032E0
Max	2.5435E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2397E-1,-1.0836E-1)
Arithmetic Mean	-1.1616E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2642E-1,-1.0590E-1)
Variance	1.5813E-2	Variation Coeff.	-1.0825E0

Figura 46. Curva cumulativa de probabilidade com -20% no desvio padrão.

7.2.3. Variando a média do Cross Caster em +0,2°

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.24 e Cpk de 0.81. Podemos afirmar que o alterar o valor da média da caster tem impacto direto na média da distribuição do VRAT, porém pouco modifica seu desvio padrão, vide a pouca diferença no resultado do Cp. Utilizar a média do cross caster como parâmetro para calibragem de VRAT não seria uma boa solução pois, apesar funcionar bem para alterar a média do resultado existem outros atributos relacionados que seriam prejudicados.

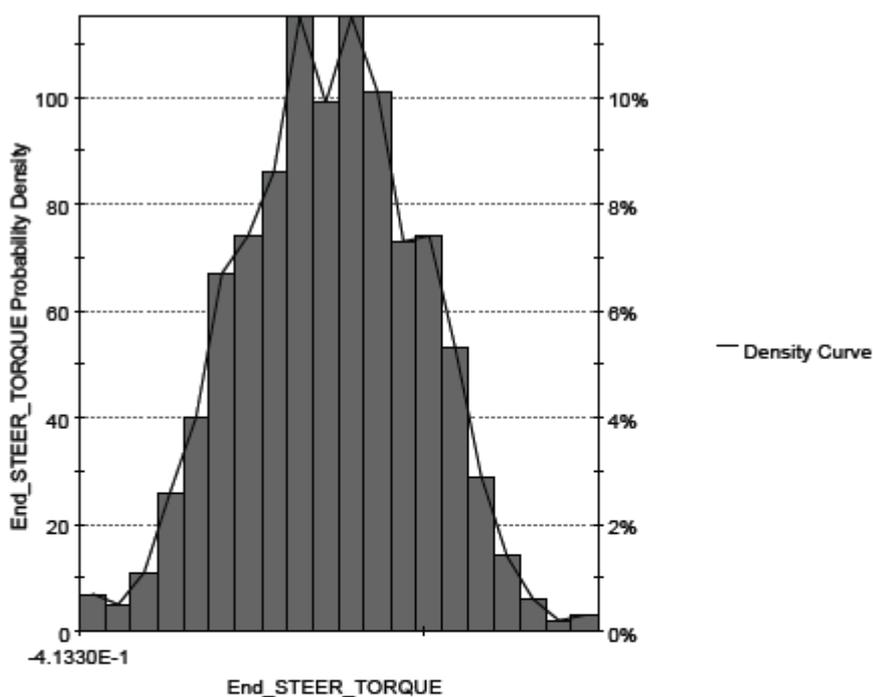


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.3020E-1
N. of Classes	20	Skewness	-1.0388E-2
Min	-5.5088E-1	Kurtosis	2.7017E0
Max	2.0892E-1	Confidence Int. 95%	(-1.8798E-1,-1.7182E-1)
Arithmetic Mean	-1.7990E-1	Confidence Int. 99%	(-1.9052E-1,-1.6927E-1)
Variance	1.6953E-2	Variation Coeff.	-7.2376E-1

Figura 47. Curva cumulativa de probabilidade com +0,2° na média.

7.2.4. Variando a média do Cross Caster em $-0,2^\circ$

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.29 e Cpk de 1.16. Esse resultado confirma a hipótese anterior de que a influência da variação do cross caster está diretamente relacionada com a média do VRAT. O Aumento do valor de Cpk não pode ser confundido com uma melhoria de processo nesse momento, pois utilizar o caster como parâmetro de calibração vai de encontro a outros atributos.



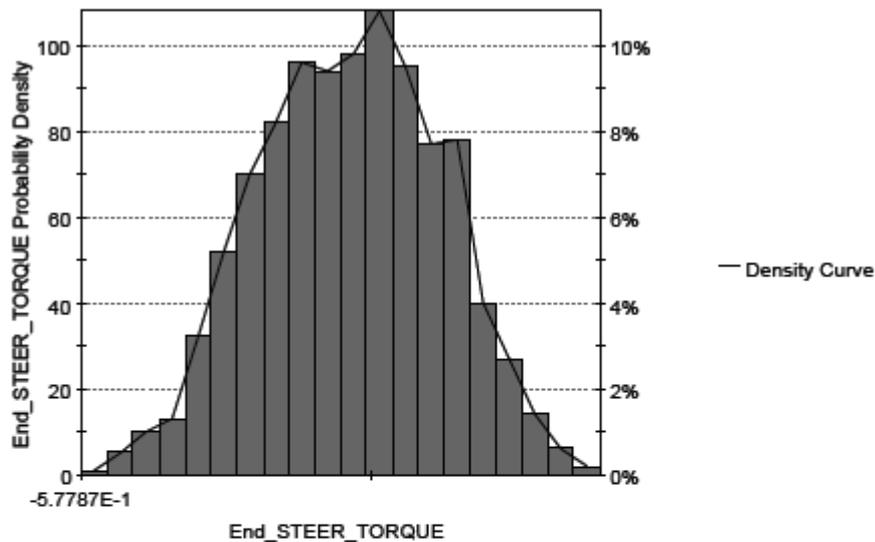
A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2939E-1
N. of Classes	20	Skewness	-2.1673E-2
Min	-4.1330E-1	Kurtosis	2.7094E0
Max	3.3978E-1	Confidence Int. 95%	(-5.7850E-2,-4.1792E-2)
Arithmetic Mean	-4.9821E-2	Confidence Int. 99%	(-8.0380E-2,-3.9261E-2)
Variance	1.6741E-2	Variation Coeff.	-2.5971E0

Figura 48. Curva cumulativa de probabilidade com $-0,2^\circ$ na média.

7.3 Estudos de Variação da conicidade

7.3.1. Variando o desvio padrão da conicidade em 20 Newtons

Fazendo essa modificação chegamos a um resultado de Cp de 1.07 e Cpk de 0.82. De acordo com os dados podemos afirmar que esta alteração tem impacto no desvio padrão do VRAT de forma negativa, ou seja, aumentando a dispersão dos dados e diminuindo a capacidade do processo.

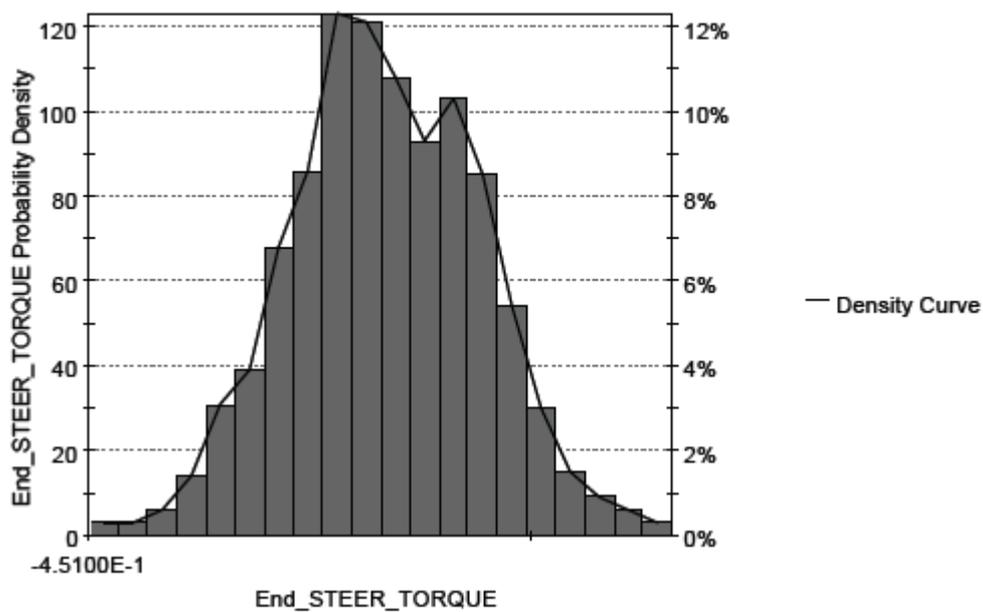


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.5550E-1
N. of Classes	20	Skewness	-5.2285E-2
Min	-5.7787E-1	Kurtosis	2.5297E0
Max	3.1351E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2511E-1,-1.0581E-1)
Arithmetic Mean	-1.1548E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2815E-1,-1.0277E-1)
Variance	2.4181E-2	Variation Coeff.	-1.3488E0

Figura 49. Curva cumulativa de probabilidade com +20 Newtons no desvio padrão

7.3.2. Variando o desvio padrão da conicidade em -20 Newtons

Fazendo essa modificação chegamos a um resultado de Cp de 1.57 e Cpk de 1.21. Aumentando o controle do processo que regula a distribuição da conicidade, é possível melhorar significativamente o VRAT, por tanto um bom fator para ser alterado quando existe um problema de alto valor de VRAT, tanto na média quanto no desvio padrão, é controlar melhor a conicidade.

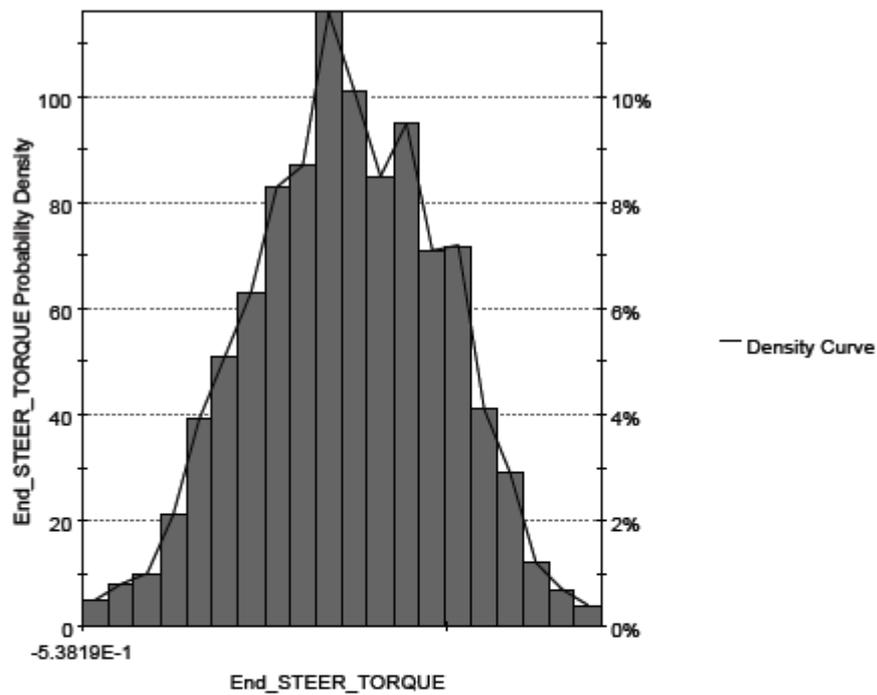


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.0669E-1
N. of Classes	20	Skewness	6.6654E-3
Min	-4.5100E-1	Kurtosis	2.9147E0
Max	2.0863E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2205E-1,-1.0881E-1)
Arithmetic Mean	-1.1543E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2413E-1,-1.0672E-1)
Variance	1.1382E-2	Variation Coeff.	-9.2430E-1

Figura 50. Curva cumulativa de probabilidade com -20 Newtons no desvio padrão

7.3.3. Variando a média da conicidade em +20 Newtons

Fazendo essa modificação chegamos a um resultado de Cp de 1.29 e Cpk de 0.83. Apesar da pequena diferença no valor do Cp, o Cpk caiu significativamente o que indica que alterar apenas a média da conicidade tem influência prática somente na média do VRAT, para problemas apenas de Cpk isso pode ser uma vantagem na definição da especificação dos pneus.

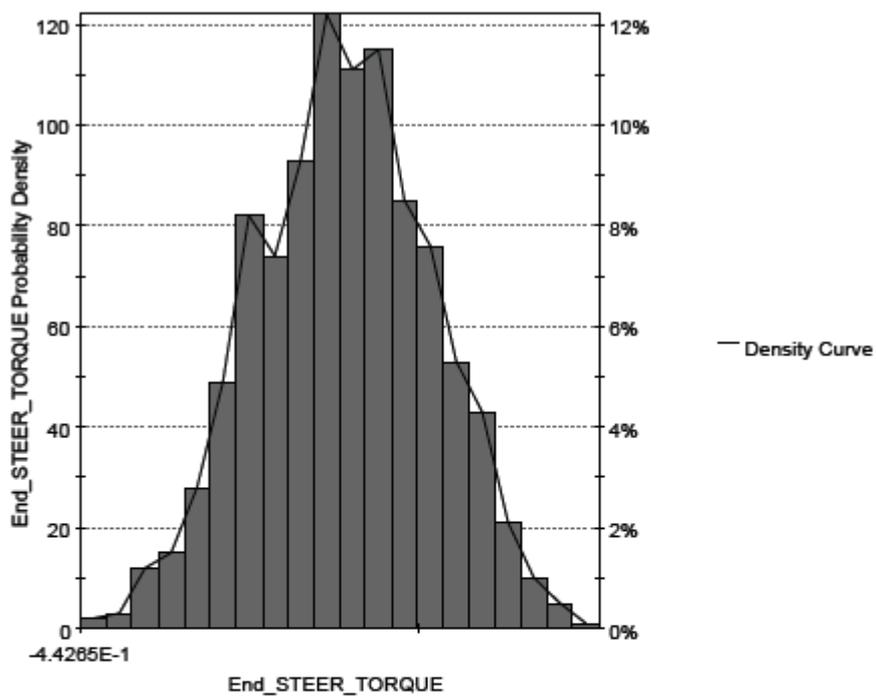


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2920E-1
N. of Classes	20	Skewness	-7.8955E-2
Min	-5.3819E-1	Kurtosis	2.6576E0
Max	1.7214E-1	Confidence Int. 95%	(-1.8362E-1,-1.6759E-1)
Arithmetic Mean	-1.7560E-1	Confidence Int. 99%	(-1.8815E-1,-1.6506E-1)
Variance	1.6693E-2	Variation Coeff.	-7.3575E-1

Figura 51. Curva cumulativa de probabilidade com -20 Newtons na média.

7.3.4. Variando a média da conicidade em -20 Newtons

Fazendo essa modificação chegamos a um resultado de Cp de 1.30 e Cpk de 1.16. Assim como na figura de -20 Newtons, a conicidade só influenciou significativamente na média, e dessa vez, para o lado desejável da curva, confirmando a hipótese que este é um excelente parâmetro para ajuste de VRAT.



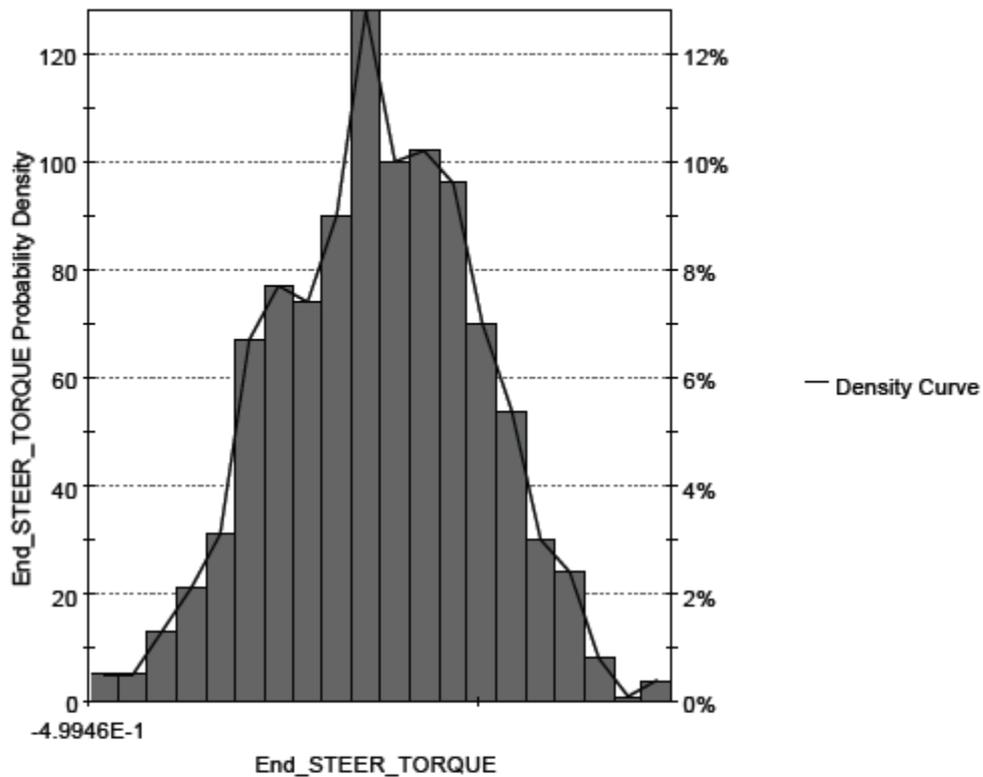
A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2857E-1
N. of Classes	20	Skewness	-4.7712E-2
Min	-4.4285E-1	Kurtosis	2.6930E0
Max	3.2349E-1	Confidence Int. 95%	(-6.1637E-2,-4.5681E-2)
Arithmetic Mean	-5.3659E-2	Confidence Int. 99%	(-6.4151E-2,-4.3166E-2)
Variance	1.6529E-2	Variation Coeff.	-2.3960E0

Figura 52. Curva cumulativa de probabilidade com +20 Newtons na média.

7.4. Estudos de Variação do Plysteer Residual Align Torque

7.4.1. Variando a média do PRAT em +20%

Fazendo essa modificação chegamos a um resultado de Cp de 1.29 e Cpk de 0.95. Uma variação da média do PRAT alterou sutilmente a distribuição e com um pouco mais de relevância a média.

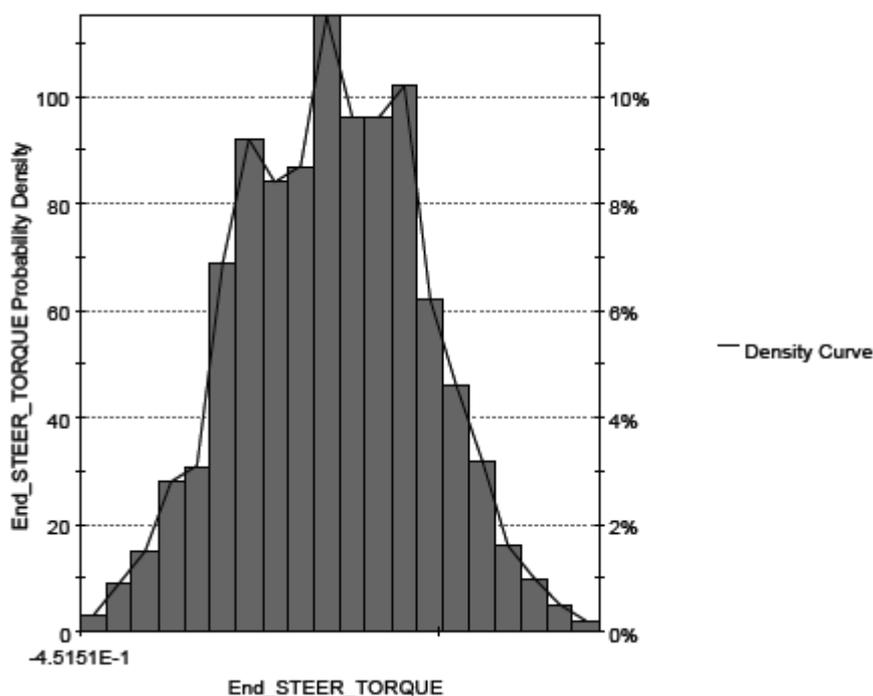


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2902E-1
N. of Classes	20	Skewness	-6.2757E-2
Min	-4.9946E-1	Kurtosis	2.7242E0
Max	2.4770E-1	Confidence Int. 95%	(-1.3722E-1,-1.2121E-1)
Arithmetic Mean	-1.2922E-1	Confidence Int. 99%	(-1.3975E-1,-1.1869E-1)
Variance	1.6647E-2	Variation Coeff.	-9.9849E-1

Figura 53. Curva cumulativa de probabilidade com +20% na média.

7.4.2. Variando a média do PRAT em -20%

Fazendo essa modificação chegamos a um resultado de Cp de 1.31 e Cpk de 1.04. Seguindo o comportamento anterior, alterar o PRAT modifica sensivelmente a média.

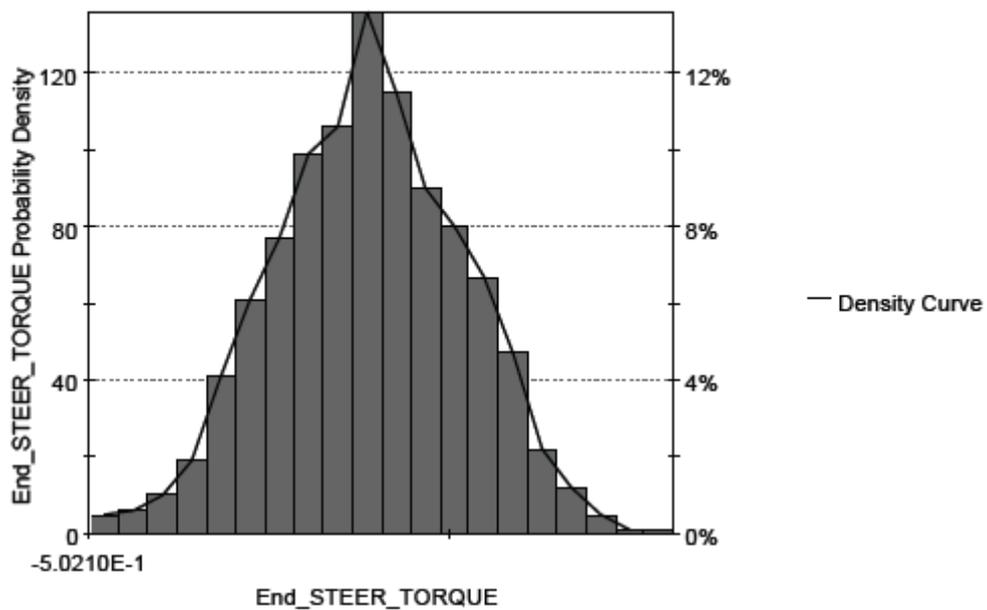


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.2787E-1
N. of Classes	20	Skewness	-1.8674E-2
Min	-4.5151E-1	Kurtosis	2.6312E0
Max	2.7330E-1	Confidence Int. 95%	(-1.0819E-1,-9.2340E-2)
Arithmetic Mean	-1.0028E-1	Confidence Int. 99%	(-1.1068E-1,-8.9843E-2)
Variance	1.6301E-2	Variation Coeff.	-1.2734E0

Figura 54. Curva cumulativa de probabilidade com -20% na média.

7.4.3. Variando o desvio padrão do PRAT em +20%

Fazendo essa modificação chegamos a um resultado de Cp de 1.27 e Cpk de 0.98. A queda no valor de Cpk indica que essa alteração impacta na distribuição do VRAT, por este motivo é possível afirmar que este é um fator interessante de ser alterado caso exista um problema com o desvio padrão do VRAT.

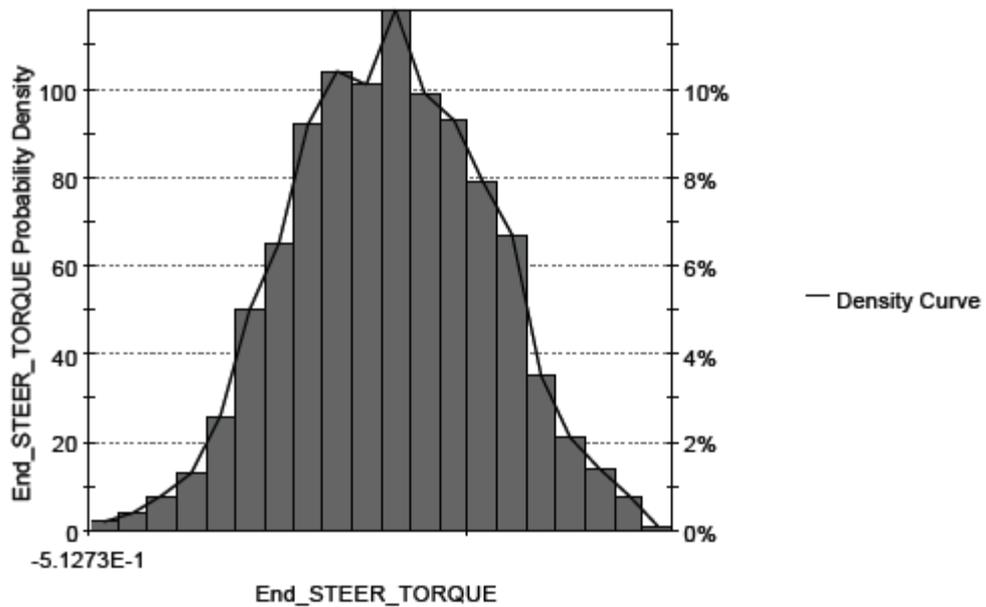


A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.3064E-1
N. of Classes	20	Skewness	-4.1298E-2
Min	-5.0210E-1	Kurtosis	2.8065E0
Max	3.0928E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2289E-1,-1.0668E-1)
Arithmetic Mean	-1.1479E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2545E-1,-1.0412E-1)
Variance	1.7066E-2	Variation Coeff.	-1.1381E0

Figura 55. Curva cumulativa de probabilidade com +20% no desvio padrão.

7.4.4. Variando o desvio padrão do PRAT em -20%

Fazendo essa modificação chega-se a um resultado de Cp de 1.28 e Cpk de 0.98. Confirmando a teoria anterior sobre o comportamento do VRAT a luz do PRAT, temos que o desvio padrão do VRAT é influenciado por este atributo, por tanto a especificação deste item deve ser baseado no comportamento do desvio do VRAT.



A	B	C	D
N. of Designs	1000	Std. Deviation	1.3002E-1
N. of Classes	20	Skewness	-5.3386E-3
Min	-5.1273E-1	Kurtosis	2.7198E0
Max	2.5910E-1	Confidence Int. 95%	(-1.2282E-1,-1.0668E-1)
Arithmetic Mean	-1.1475E-1	Confidence Int. 99%	(-1.2536E-1,-1.0414E-1)
Variance	1.6905E-2	Variation Coeff.	-1.1331E0

Figura 56. Curva cumulativa de probabilidade com -20% no desvio padrão.

7.5. Quadro de resultados

Fatores de entrada	Estudo	Cp	Cpk
Padrão	Nominal	1.37	1.05
Desvio Cross Camber	Limite Superior	1.26	0.97
Desvio Cross Camber	Limite Inferior	1.29	1.0
Média Cross Camber	Limite Superior	1.29	1.07
Média Cross Camber	Limite Inferior	1.28	0.9
Desvio Cross Caster	Limite Superior	1.22	0.9
Desvio Cross Caster	Limite Inferior	1.33	1.02
Média Cross Caster	Limite Superior	1.24	0.81
Média Cross Caster	Limite Inferior	1.29	1.16
Desvio Conicidade	Limite Superior	1.07	0.82
Desvio Conicidade	Limite Inferior	1.57	1.21
Média Conicidade	Limite Superior	1.29	0.83
Média Conicidade	Limite Inferior	1.30	1.16
Média PRAT	Limite Superior	1.29	0.95
Média PRAT	Limite Inferior	1.31	1.04
Desvio PRAT	Limite Superior	1.27	0.98
Desvio PRAT	Limite Inferior	1.28	0.98

Através da análise dos dados acima podemos perceber como a tolerância da conicidade tem a maior influência no perfil da distribuição do VRAT, por tanto caso ocorra algum problema nesse sentido em um projeto, o medida com melhor custo benefício á ser tomada é controlar melhor este item. Tão influente quanto o conicidade é para o Cp, é a média de cross caster para o Cpk, porém como não é recomendado utilizar uma média desse atributo diferente de zero, conclui-se do estudo que utilizar a média da conicidade é um bom fator de ajuste para problemas envolvendo Cp.

8. Conclusão

É importante que os fatores que influenciam a variação de VRAT sejam definidos de forma conjunta com todos os outros atributos relacionados a dinâmica do veículo, de modo que todos os requisitos do projeto sejam atendidos. As tolerâncias especificadas para os componentes devem ser consideradas como fatores de entrada e validadas durante o projeto do produto, garantindo assim que as especificações de Cross Camber e Cross Caster serão atendidas de acordo com as necessidades de engenharia e com o mínimo de custo.

A metodologia demonstrada não se restringe apenas as tolerâncias de carroceria e suspensão, e pode ser utilizado para validar as especificações de conicidade e PRAT do pneu contra as variações de processo de fabricação do mesmo, uma vez que a função da superfície de resposta compreende todas as características consideradas relevantes para a análise em questão.

É importante salientar que os valores obtidos na análise da superfície de resposta devem ser comparados com outras necessidades do projeto e posteriormente definido sua especificação de engenharia para valores de cross camber, cross caster e todos os demais, garantindo que todos os requerimentos serão atingidos com essas métricas e tolerâncias.

O maior benefício gerado por este estudo é a substituição de uma simulação extremamente complexa e demorada por uma função simples de primeira ordem e com excelente aproximação dos resultados, economizando tempo de projeto e respondendo de forma rápida á alterações que este sofrerá durante seu desenvolvimento.

Na segunda etapa da análise foram levantados todos os fatores que tem mais influência no valor médio do VRAT, como também seu desvio padrão, chegando à conclusão que alterar os valores de média e tolerância da conicidade são as formas mais simples de chegar ao limite de especificação dos projetos de veículos comerciais populares, com suspensão Macpherson e Twist Beam.

9. REFERÊNCIAS

1. BLUNDELL, M.; Harty, D., *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, 1a. Ed., Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
2. GERDES, M. Tire uniformity tester for automotive service industry with the capability to measure lateral forces. *Hunter engineering*, 2002.
3. <http://classic.artsautomotive.com/GSP9700.htm>. Acessado em 05/04/11.
4. <http://www.howstuffworks.com>. Acessado em 02/03/11.
5. <http://www.fqperformance.com>. Acessado em 13/04/11.
6. MILLIKEN, W. F., *Race Car Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, 1995.
7. OH, S., Cho, Y., Gim, G. Identification of A Vehicle Pull Mechanism, SAE 2000-05-0253.
8. PACEJKA, H. B., *Tyre and Vehicle Dynamics*, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002.
9. PEREIRA, M.D., Ratton, E., Blasi, G.F., Pereira, M.A., Filho, W. K. *Projeto Geométrico de Rodovias*. Brasil, 2010.
10. REIMPELL, J., Stoll, H. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2.ed. Warrendale. SAE, 2001.
11. RILL, G. *Vehicle Dynamics*. University of applied sciences. Regensburg 2004.
12. GEORG RILL, *Vehicle Dynamics*, university of applied sciences, October 2004.
13. Sang-Hyun Oh, Young-Hee C., Gwanghun G. Identification of A Vehicle Pull Mechanism, SAE 2000-05-0253.
14. Richard W. Topping, 1975, *Tire Induced Steering Pull*, SAE Paper No. 750406.
15. Frank E. Matyja, 1987, *Tread Design and Belt Angle Effect on Residual Aligning Torque*, SAE Paper No.870423.
16. Pottinger M, 1990, *Tire/Vehicle Pull: An Introduction Emphasizing Plysteer Effects*, *Tire Science and Technology*, TSTCA, Vol.18, No3, July-September,170-190.
17. Ginn, R. F. Miller, R. L. Marlowe, and J. F. Heimovics, "The B.F.

Goodrich Tire Dynamics Machine.” Paper 490B, presented at SAE National Automobile Meeting, Detroit, March 1962.

18. D. L. Nordeen, “Tire Properties Affecting Ride and Handling.” SAE Transactions, Vol. 77 (1968), paper 680409.

19. R. T. Bundorf, “A Primer on Vehicle Directional Control.” General Motors Engineering Publication A-2730, 1968.

20. B. E. Lindenmuth, “Tire Conicity and Ply Steer Effects on Vehicle Performance.” Paper 740074 presented at SAE Automotive Engineering Congress, Detroit, February 1974

21. GILLESPIE, T.D., (Thomas D.); Fundamentals of vehicle dynamics, Society of Automotive Engineers, Inc., 1992, 1st edition.