

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO GRADIENTE DE SUBESTERÇAMENTO DE UM
PROTÓTIPO BAJA SAE

por

PEDRO CHARCOV E CASTRO

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2018



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO GRADIENTE DE SUBESTERÇAMENTO DE UM
PROTÓTIPO BAJA SAE

por

PEDRO CHARCOV E CASTRO

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Daniel Milbrath De Leon

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Jakson Manfredini Vassoler

Prof. Felipe Tempel Stumpf

Porto Alegre, junho de 2018.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família pelo apoio incondicional durante toda a graduação, o que foi fundamental para a conclusão dessa etapa importante da minha vida.

À Equipe Tchê de Baja SAE – UFRGS, por me proporcionar não somente a oportunidade de realizar este trabalho, mas também conhecimentos e experiências que marcaram de forma significativa meu desenvolvimento como profissional.

Agradeço ao professor Daniel De Leon, meu orientador e professor responsável pela Equipe Tchê, pela dedicação e vontade de contribuir para o sucesso deste trabalho.

Finalmente, agradeço a todos que de qualquer forma contribuíram com a minha graduação e formação como Engenheiro Mecânico.

CASTRO, P.C., **Determinação experimental do gradiente de subesterçamento de um protótipo Baja SAE**. 2018. 29 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

RESUMO

O gradiente de subesterçamento é utilizado como uma forma de se avaliar o comportamento dinâmico de um veículo e é um importante parâmetro para o projeto de veículos do tipo Baja SAE. O presente trabalho descreve o desenvolvimento de uma metodologia experimental para a determinação do gradiente de subesterçamento de um protótipo de veículo da Equipe Tchê de Baja SAE UFRGS, de forma a criar uma nova ferramenta de projeto para a equipe. A medição do gradiente é realizada através da correlação entre dados de aceleração lateral e ângulo de esterçamento, obtidos através da utilização de um acelerômetro e um sensor de distância, respectivamente. Esses sensores são ligados a um microcontrolador do tipo Arduino UNO, a fim de se criar um sistema de medição e gravação de dados. Foram realizadas medições do gradiente utilizando duas diferentes calibrações de parâmetros de suspensão, a fim de se comparar os resultados medidos com os resultados gerados por um modelo teórico, desenvolvido a partir da literatura. Os resultados da comparação entre os dados medidos e os calculados através do modelo teórico se mostraram semelhantes. Dessa forma, o modelo teórico valida os resultados medidos e indica que a metodologia experimental prevê de forma precisa o comportamento dinâmico do protótipo, podendo assim ser utilizada para o desenvolvimento de futuros projetos da Equipe Tchê.

PALAVRAS-CHAVE: Baja SAE, gradiente de subesterçamento, comportamento dinâmico.

CASTRO, P.C., **Experimental determination of the understeer gradient for a Baja SAE prototype**. 2018. 29 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

ABSTRACT

The understeer gradient is used as a way of assessing the dynamic behavior of a vehicle and it is an important parameter in the design of Baja SAE vehicles. The current project describes the development of an experimental methodology, which aims to determine the understeer gradient of a prototype belonging to Team Tchê Baja SAE UFRGS and create a design tool. The gradient measurement is performed through the correlation between lateral acceleration and steering angle, which are obtained using an accelerometer and a distance sensor, respectively. These sensors are connected to an Arduino UNO microcontroller in order to create a measurement and data recording system. The measurements were performed using two different suspension parameter settings, in order to compare the measured results with the results generated by a theoretical model, which was developed from the literature. The comparison between theoretical and experimental results showed similar results. Therefore, the experimental methodology is validated by the theoretical model, which indicates that it is able to predict the dynamic behavior of the prototype precisely. Hence, the methodology may be used for future designs by the UFRGS Baja Team.

KEYWORDS: Baja SAE, understeer gradient, dynamic behavior.

ÍNDICE	Pág.
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 OBJETIVOS.....	1
2.1 Objetivo Geral.....	1
2.2 Objetivos Específicos.....	2
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
4.1 Sistema de Coordenadas de um Veículo.....	3
4.2 Parâmetros Geométricos dos Sistemas de Direção e Suspensão.....	3
4.3 Ângulo de Ackermann.....	4
4.4 Ângulo de Deriva e Força Lateral.....	4
4.5 Centro de Rolagem, Centro Instantâneo e Eixo de Rolagem.....	5
4.6 Transferência de Carga.....	5
4.7 Gradiente de Subesterçamento.....	6
4.7.1 K Tire.....	7
4.7.2 K Camber.....	7
4.7.3 K Roll Steer.....	7
4.7.4 K Aligning Torque.....	7
4.7.5 K Lateral Load Transfer.....	7
4.7.6 K Lateral Force Compliance Steer.....	8
4.7.7 K Steering System.....	8
4.7.8 K.....	8
4.8 Análise de dados experimentais.....	8
5 METODOLOGIA.....	9
5.1 Medição experimental.....	9
5.1.1 Instrumentação.....	9
5.2 Cálculo Teórico.....	10
5.2.1 Lotus Shark.....	11
5.2.2 Amortecedor.....	11
5.2.3 Coeficiente de Rigidez ao Esterçamento.....	11
5.3 Tratamento e Comparação de Dados.....	12
6 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	12
6.1 Cálculo Teórico.....	12
6.2 Dados Experimentais.....	13
6.3 Comparação Entre Cálculo Teórico e Experimental.....	14

6.4	Considerações Sobre Incertezas	14
7	CONCLUSÃO	15
8	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
	APÊNDICE I – Esquema de montagem do sistema de medição	16
	APÊNDICE II – Calibração dos Sensores	16
	APÊNDICE III – Resultados	18
	APÊNDICE IV – Código em MATLAB	18

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Protótipo da Equipe Tchê de Baja SAE- UFRGS durante o Baja Sul 2017.	1
Figura 4.1- Sistema de coordenadas de um veículo (Gillespie, 1992).....	3
Figura 4.2 - Parâmetros de suspensão. (a) Esterçamento (β). (b) Caster (ϵ) e Rastro Pneumático (p). (c) Camber (γ) positivo. (Nicolazzi, 2001).....	3
Figura 4.3 - Força lateral causada pelo ângulo de camber (Gillespie, 1992).	4
Figura 4.4 - Ângulo de Ackermann (Gillespie, 1992).	4
Figura 4.5 - (a) Ângulo de deriva; (b) Ângulo de deriva e força lateral (Gillespie, 1992).	4
Figura 4.6 - (a) Influência da pressão; (b) Influência da carga vertical (Gillespie, 1992).....	5
Figura 4.7- Centro de rolagem e centro instantâneo (Milliken, 1995).	5
Figura 4.8- Comportamento dinâmico de um veículo (Gillespie,1992).	6
Figura 4.9 - Intervalo de confiança de 95% (Motulsky e Christopoulos, 2003).	8
Figura 5.1- Realização do teste.	9
Figura 5.2–Sensor ultrassônico. (a) Sensor HC-SR04. (b) Montagem no protótipo.....	10
Figura 5.3– Acelerômetro. (a) Sensor ADXL 345. (b) Montagem no protótipo.....	10
Figura 5.4– (a) Simulação do comportamento da suspensão em Lotus Shark.....	11
Figura 5.5- Determinação da rigidez do amortecedor Fox Float 3 (Duarte et al., 2016).....	11
Figura 5.6– Coeficiente de rigidez ao esterçamento. (a) Dados publicados por Yamagata, 2012. (b) Estimativa diminuição do coeficiente (Gillespie, 1992).	12
Figura 6.1 - Processo de exclusão de Outliers dos dados experimentais e determinação da relação entre aceleração lateral e esterçamento para o Teste 1.	13
Figura 6.2 - Ajuste polinomial de diferentes ordens. (a) Teste 1. (b) Teste 2.....	14
Figura 6.3 - Comparação entre cálculo teórico e experimental.....	14
Figura A1– Montagem do sistema de medição.	16
Figura A2 - Calibração do sensor HC-SR04.....	16
Figura A3 - Calibração do sensor ADXL345.....	167
Figura A4 – Lotus Shark: (a) Cambagem em função da rolagem. (b) Altura do centro de rolagem em função da rolagem. (c) Esterçamento das rodas em função da rolagem.	167
Figura A5 – Processo de exclusão de Outliers dos dados experimentais e determinação da relação entre aceleração lateral e esterçamento para o Teste 2.	168

LISTA DE TABELAS

Tabela 6.1 - Valores dos parâmetros de cálculo.....	13
---	----

1 INTRODUÇÃO

O projeto Baja SAE, originado em 1976, nos EUA, desafia alunos de engenharia a criar um protótipo de carro *off-road* para a participação em competições estudantis. O projeto visa colocar em prática conhecimentos adquiridos em sala de aula, e assim formar engenheiros mais capacitados para suas atividades no mercado de trabalho. A competição chegou ao Brasil em 1995, mesmo ano no qual foi fundada a Equipe Tchê de Baja SAE-UFRGS. Anualmente, as equipes brasileiras podem participar de duas competições, regional e nacional, tendo esta última contado com a participação de mais de 70 equipes na edição de 2018. Durante as competições, os protótipos passam por uma série de provas, que testam a capacidade de transpor obstáculos, tração, aceleração, dirigibilidade, dentre outros.

A atual composição da Equipe Tchê de Baja SAE-UFRGS conta com três anos de experiência, e participou ativamente da primeira competição durante o Baja Sul 2017 (Figura 1.1). Nessa competição, o protótipo apresentou problemas de dirigibilidade, tendo levado a equipe a obter notas baixas nas provas relacionadas.

Uma das formas de se avaliar o comportamento dinâmico de um veículo, como, por exemplo, a resposta ao esterçamento durante uma curva, é a determinação do chamado gradiente de subesterçamento. Esse parâmetro mede a variação de esterçamento necessária para cada incremento de aceleração lateral durante uma curva, e seu cálculo leva em consideração parâmetros da suspensão do veículo. Dessa forma, sua determinação ajuda na compreensão da influência que projeto e calibração da suspensão exercem sobre a dirigibilidade de um veículo.

Para avaliar essa característica dinâmica do protótipo, propõe-se uma metodologia para a instrumentação e medição em veículo Baja, a fim de se obter a relação entre aceleração lateral e esterçamento, da qual pode-se obter o valor do gradiente de subesterçamento experimental. O comportamento medido experimentalmente é comparado com os resultados gerados por um modelo teórico, a fim de validar a metodologia de medição e determinar a melhor calibração de suspensão para o protótipo testado.



Figura 1.1 - Protótipo da Equipe Tchê de Baja SAE- UFRGS durante o Baja Sul 2017.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Neste trabalho, é proposta uma metodologia para a medição experimental do gradiente de subesterçamento de um protótipo do tipo Baja SAE, através do uso de sensores de aceleração e distância integrados a um microcontrolador do tipo Arduino UNO. A criação da metodologia proposta disponibiliza uma importante ferramenta de projeto às futuras composições da Equipe Tchê.

A medição proposta, realizada com dois ajustes distintos de suspensão, é comparada com o cálculo teórico, realizado em *software* comercial MATLAB, a fim de se avaliar a

precisão da metodologia de medição para a determinação de parâmetros de suspensão em projetos futuros, tendo em vista o aprimoramento da dirigibilidade dos protótipos desenvolvidos pela Equipe Tchê de Baja SAE – UFRGS. Também será determinado o melhor ajuste de suspensão para o protótipo atual.

2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos para que se cumpram as metas estabelecidas são:

- Desenvolver um sistema de medição e aquisição de dados para a determinação experimental do gradiente de subesterçamento;
- Desenvolver um modelo de cálculo teórico para o gradiente de subesterçamento;
- Comparar os resultados da medição experimental com o cálculo teórico.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A instrumentação para aquisição de dados de esterçamento e aceleração lateral é descrita na *Standard* SAE J2181, 1998. É proposta a utilização de um acelerômetro para a medição da aceleração lateral e um transdutor para a medição do esterçamento, distinguindo-se do sistema proposto no presente trabalho pela utilização de um sensor ultrassônico ao invés de um transdutor.

Lapapong, et al., 2008, realizaram a medição experimental do gradiente de subesterçamento utilizando um modelo de veículo em escala reduzida sobre uma esteira rolante. Segundo os autores, o uso de um modelo em escala reduzida se justifica pelo alto custo e falta de praticidade de se testar um veículo real. Desta forma, foi utilizada a velocidade e inclinação da esteira rolante para a medição da aceleração e um motor de passo para gerar o esterçamento nas rodas do modelo. Para analisar os dados, foi utilizada uma regressão polinomial, mesmo método que será utilizado neste trabalho.

Fernandes, 2015, utilizou o gradiente de subesterçamento como forma de avaliar a dirigibilidade do protótipo projetado pela Equipe de Baja Imperador UTFPR. Além de calcular o valor do gradiente, plotou o gráfico teórico de aceleração lateral por esterçamento para o protótipo analisado, o que será realizado no presente trabalho para fins de comparação com os dados medidos.

Duarte et al., 2016, realizaram um estudo sobre a análise dinâmica de um protótipo do tipo Baja SAE da Equipe MudRunner, no qual foram analisados de forma teórica, utilizando os *softwares* comerciais MATLAB e *Lotus Shark*, os efeitos dos parâmetros de suspensão sobre a dinâmica lateral do veículo através da avaliação do gradiente de subesterçamento. Para tal avaliação, determinou-se que o veículo deveria apresentar uma característica sobreesterçante, ou seja, o gradiente de subesterçamento deve ser negativo, o que foi atendido pelo protótipo avaliado.

A fim de obter valores para parâmetros referentes aos pneus utilizados no protótipo, Duarte et al., 2016, utilizaram dados publicados por Yamagata, 2012, que testou pneus comumente utilizados por equipes de Baja SAE em seus projetos. Nesses testes, averiguou-se a variação causada por diferentes cargas verticais sobre a chamada rigidez ao esterçamento do pneu. Esses dados são de fundamental importância para o cálculo teórico do gradiente de subesterçamento, assim como o conhecimento dos valores de rigidez dos amortecedores, medidos por Duarte et al., 2016, para o modelo *Fox Float 3*, mesmo modelo utilizado pela Equipe Tchê de Baja SAE-UFRGS. A importância desses parâmetros para o cálculo do gradiente de subesterçamento será discutida no Capítulo 4.

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para que se possa desenvolver o conteúdo deste trabalho, é necessário o conhecimento dos parâmetros e equações envolvidos no cálculo do gradiente de

subesterçamento. Também é necessário o conhecimento da teoria aplicada na análise dos dados obtidos experimentalmente.

4.1 Sistema de Coordenadas de um Veículo

O movimento de um veículo é comumente representado por um sistema de coordenadas ortogonal fixo ao centro de gravidade (Figura 4.1). Esse sistema é composto de 3 eixos: eixo X, longitudinal, eixo Y, lateral e eixo Z, vertical. A esses eixos são associados três movimentos ou ângulos: ângulo de Rolagem (Φ), ângulo de Arfagem (θ) e ângulo de Guinada (δ), associados aos eixos X, Y e Z, respectivamente (Gillespie, 2012).

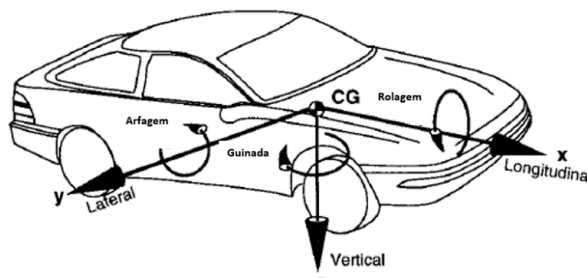


Figura 4.1- Sistema de coordenadas de um veículo (Gillespie, 1992).

4.2 Parâmetros Geométricos dos Sistemas de Direção e Suspensão

No contexto deste estudo, é importante que se destaque quatro dos parâmetros associados ao conjunto suspensão e direção de um veículo. São estes: Esterçamento, Caster, Rastro Pneumático e Camber:

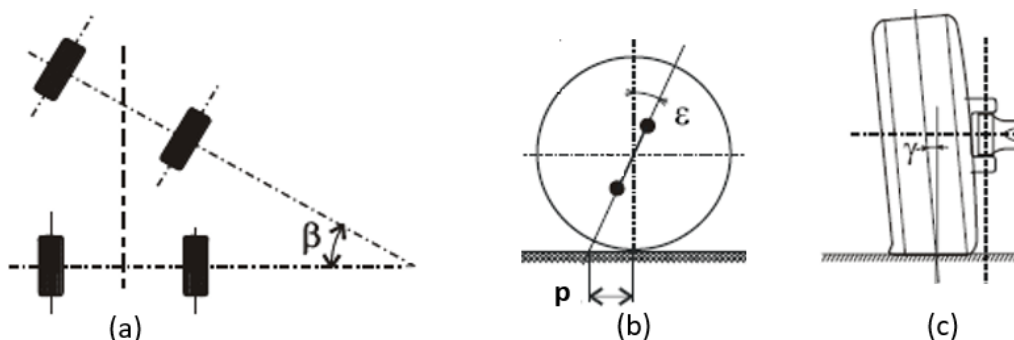


Figura 4.2 - Parâmetros de suspensão. (a) Esterçamento (β). (b) Caster (ϵ) e Rastro Pneumático (p). (c) Camber (γ) positivo. (Nicolazzi, 2001).

- Esterçamento (β), ou *steering angle*: ângulo de giro das rodas em relação ao eixo vertical do veículo (Figura 4.2a). Este é o ângulo que dá a direção ao veículo quando se gira o volante;
- Caster (ϵ): ângulo formado entre a linha do eixo de rotação da roda, observado em vista lateral (Figura 4.2b) e o eixo vertical. Segundo Nicolazzi, 2001, está relacionado à geração do chamado momento de auto alinhamento, que tende a alinhar as rodas quando o caster é positivo ou a tornar a direção instável quando o ângulo de caster é negativo. O caster é considerado positivo quando o eixo de giro da roda encontra o plano do solo à frente do centro da roda;
- Rastro Pneumático (p): distância entre o prolongamento da linha de giro da roda, em vista lateral, e o ponto de contato entre pneu e solo (Figura 4.2b). Está associado ao ângulo de caster e é o parâmetro geométrico que gera o momento de auto alinhamento;

- Camber (γ): ângulo formado pela inclinação do plano da roda em relação ao plano lateral do veículo. É positivo quando a roda se inclina para o lado de fora do veículo, como na Figura 4.2c, e negativo quando inclinada para o lado de dentro. O ângulo de camber produz uma força lateral no sistema, como observado na Figura 4.3. A inclinação dessa curva é a chamada de coeficiente de rigidez à cambagem (C_γ).

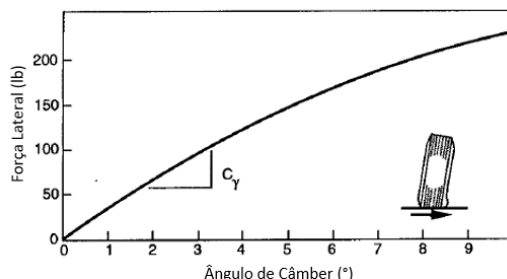


Figura 4.3 - Força lateral causada pelo ângulo de camber (Gillespie, 1992).

4.3 Ângulo de Ackermann

Milliken, 1995, descreve o ângulo de Ackerman como o ângulo de esterçamento necessário para um veículo realizar uma curva de raio R . Geometricamente, este ângulo é formado em cada roda esterçante ligando-se uma linha perpendicular a cada roda ao ponto onde o prolongamento do eixo traseiro encontra o centro de curva (Figura 4.4). Para Gillespie, 1992, o ângulo de Ackerman é a média entre os ângulos formados pelas duas rodas esterçantes (β_i e β_o), onde L é o entreeixos e t a bitola do veículo.

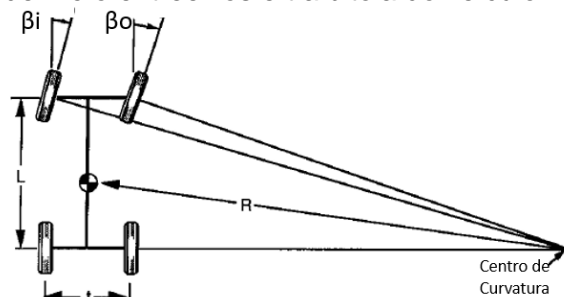


Figura 4.4 - Ângulo de Ackermann (Gillespie, 1992).

4.4 Ângulo de Deriva e Força Lateral

O ângulo de deriva (α), ou *slip angle*, é o ângulo formado entre a direção para qual a roda aponta e a direção para a qual a região de contato do pneu com o solo aponta (Figura 4.5a). Essa diferença se deve à deformação do pneu durante o esterçamento, que gera a chamada força lateral, ou *cornering force*. A relação entre o ângulo de deriva e força lateral é descrita pelo coeficiente de rigidez ao esterçamento (C_α) (Figura 4.5b).

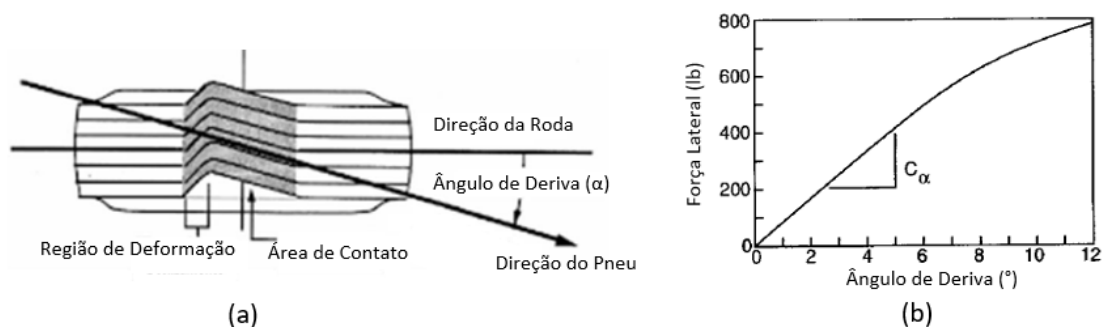


Figura 4.5 - (a) Ângulo de deriva; (b) Ângulo de deriva e força lateral (Gillespie, 1992).

O comportamento do coeficiente de rigidez ao esterçamento é influenciado por diversos fatores. Gillespie, 1992, apresenta as variações causadas sobre C_α em função da pressão (Figura 4.6a) e carga vertical sobre os pneus (Figura 4.6b).

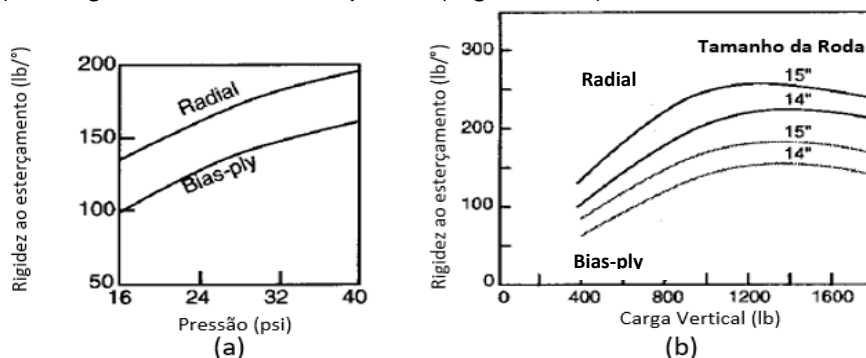


Figura 4.6 - (a) Influência da pressão; (b) Influência da carga vertical (Gillespie, 1992).

4.5 Centro de Rolagem, Centro Instantâneo e Eixo de Rolagem

Segundo Milliken, 1995, o centro de rolagem (RC) é o ponto em que as forças da suspensão são transmitidas para a massa suspensa do veículo e sua altura em relação ao solo é denominada h_f (frente) ou h_r (traseira). Também pode ser analisado como o ponto em que forças aplicadas sobre a massa suspensa não geram rolagem na suspensão. Já o centro instantâneo (IC) é o centro do arco de rotação realizado pelo movimento da suspensão. Ambos podem ser vistos na Figura 4.7. O eixo de rolagem é o eixo que liga os centros de rolagem da suspensão dianteira a traseira, que, segundo Gillespie, 1992, é o eixo instantâneo sobre o qual a massa suspensa de veículo realiza o movimento de rolagem.

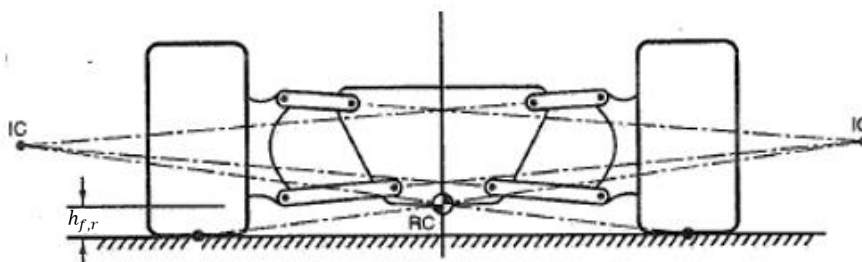


Figura 4.7- Centro de rolagem e centro instantâneo (Milliken, 1995).

4.6 Transferência de Carga

A transferência de carga durante uma curva é parte fundamental do comportamento dinâmico de um veículo. Gillespie, 1992, define as equações de transferência de carga para cada conjunto de suspensão (dianteira e traseira). O início do cálculo se dá pela definição das rigidezes dos componentes de suspensão:

$$K_\phi = 0,5K_s s^2 \quad (4.1)$$

onde K_ϕ é a rigidez ao rolamento, K_s a rigidez do amortecedor e s a separação lateral entre os amortecedores.

As alturas dos centros de rolagem e de gravidade têm grande influência no cálculo da transferência de carga, de forma que:

$$h_1 = h_{CG} - \left(h_f + \left| h_f - h_r \right| \frac{W_r}{W} \right) \quad (4.2)$$

onde h_1 é a diferença de altura entre o eixo de rolagem e o CG do veículo, h_{CG} é a altura do centro de gravidade, h_f é a altura do centro de rolagem da suspensão dianteira, h_r é a altura

do centro de rolagem da suspensão traseira, W_r é a massa suspensa sobre o eixo traseiro e W é a massa suspensa total do veículo.

O ângulo de rolagem é calculado levando-se em consideração os parâmetros anteriormente definidos:

$$\Phi = \frac{Wh_1a_y}{K_{\Phi f} + K_{\Phi r} - Wh_1} \quad (4.3)$$

onde Φ é o ângulo de rolagem, $K_{\Phi f}$ e $K_{\Phi r}$ são as rigidezes ao rolamento das suspensões dianteira e traseira, respectivamente e a_y é a aceleração lateral.

Por fim, a transferência de carga é calculada pela equação abaixo.

$$\Delta F_{Z_r} = \frac{K_{\Phi r}\Phi + W_r h_r a_y}{t_r} \quad (4.4)$$

onde ΔF_{Z_r} é a transferência de carga na traseira e t_r é a bitola traseira. O cálculo da transferência de carga para a dianteira é realizado de forma análoga.

4.7 Gradiente de Subesterçamento

Segundo Gillespie, 1992, o ângulo de esterçamento necessário em função da variação da aceleração lateral durante uma curva é dado por:

$$\beta = 57,3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (4.5)$$

onde β é o ângulo de esterçamento, L o entreeixos, R o raio da curva e K o gradiente de subesterçamento, ou $\partial\beta/\partial a_y$, que, apesar do nome, descreve outros comportamentos além do subesterçamento.

O comportamento do veículo (Figura 4.8) é descrito por K na forma:

- Subesterçante: $K > 0$. É necessário aumentar o ângulo de esterçamento quando se aumenta a velocidade e aceleração lateral.
- Neutro: $K = 0$. Não é necessário variar o esterçamento com variação de aceleração lateral.
- Sobreesterçante: $K < 0$. O veículo “sai de traseira”. É necessário diminuir o ângulo de esterçamento quando se aumenta a velocidade e aceleração lateral. Esse é o comportamento esperado para um protótipo de Baja SAE, uma vez que esse não apresenta diferencial traseiro, ou seja, as duas rodas traseiras giram com a mesma velocidade, e é necessário que derrapem para efetuar uma curva.

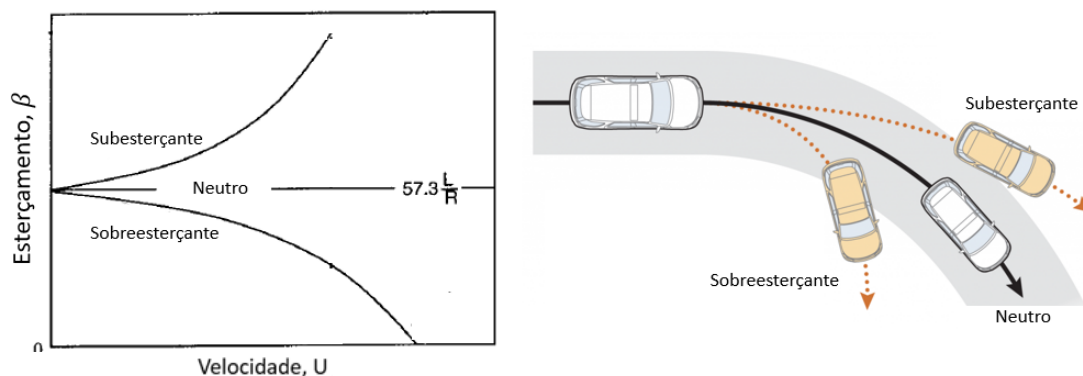


Figura 4.8- Esterçamento x Velocidade (Gillespie,1992).

Segundo Gillespie, 1992, o valor de K é calculado teoricamente com a soma de sete parcelas, cinco das quais são as mais influentes sobre o seu valor final.

4.7.1 K Tire

$$K_{Tire} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \quad (4.6)$$

Esta parcela leva em consideração a força lateral gerada pelo ângulo de deriva do pneu, onde $C_{\alpha f}$ e $C_{\alpha r}$ são as rigidezes ao esterçamento dos pneus dianteiros e traseiros, respectivamente.

4.7.2 K Camber

$$K_{Camber} = \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \Phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \Phi} \right) \frac{\partial \Phi}{\partial a_y} \quad (4.7)$$

Esta parcela leva em consideração a força lateral causada pelo ângulo de camber, onde $C_{\gamma f}$ e $C_{\gamma r}$ são os coeficientes de rigidez à cambagem dianteiro e traseiro, respectivamente. Segundo Gillespie, 1992, a relação C_{γ}/C_{α} tem um valor aproximado de 0,2. $\frac{\partial \gamma}{\partial \Phi}$ é a variação de cambagem em relação à rolagem e $\frac{\partial \Phi}{\partial a_y}$ é a variação de rolagem em relação à aceleração lateral.

4.7.3 K Roll Steer

$$K_{rollsteer} = (\varphi_f - \varphi_r) \frac{\partial \Phi}{\partial a_y} \quad (4.8)$$

Esta parcela leva em consideração os efeitos de esterçamento gerados pela geometria de suspensão, onde φ_f e φ_r são as variações de esterçamento em relação à rolagem.

4.7.4 K Aligning Torque

$$K_{at} = W \frac{p}{L} \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{C_{\alpha f} C_{\alpha r}} \quad (4.9)$$

Esta parcela leva em consideração o efeito de auto alinhamento gerado pelo rastro pneumático p , conforme explicado na seção 4.2.

4.7.5 K Lateral Load Transfer

$$K_{ltt} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \frac{2b\Delta F z_f^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \frac{2b\Delta F z_r^2}{C_{\alpha r}} \quad (4.10)$$

Esta parcela leva em consideração o efeito da transferência de carga sobre o comportamento do veículo, onde b é o coeficiente do termo quadrático da função que descreve a relação entre força lateral e ângulo de deriva do pneu. É utilizado o valor de 0,1 para b (Duarte, 2016).

4.7.6 K Lateral Force Compliance Steer

$$K_{lfcs} = A_f W_f - A_r W_r \quad (4.11)$$

Esta parcela leva em consideração os efeitos da aceleração lateral sobre o esterçamento das rodas, causado por deformações em componentes da suspensão. A_f e A_r são o produto da aceleração lateral pelo esterçamento da roda, para as suspensões dianteira e traseira, respectivamente.

4.7.7 K Steering System

$$K_{strg} = W_f \frac{rv + p}{K_{SS}} \quad (4.12)$$

Esta parcela leva em conta a mudança no ângulo de esterçamento causada por imperfeições na pista. Onde r é o raio de rolagem do pneu, v é o parâmetro associado às imperfeições da pista e K_{SS} é a rigidez do sistema de direção.

4.7.8 K

O cálculo do gradiente de subesterçamento K é dado pela soma das sete parcelas supracitadas. Entretanto, as parcelas K_{lfcs} e K_{strg} têm pouca influência no cálculo. Duarte et al., 2016 desconsideram essas últimas duas parcelas no cálculo de K , de difícil obtenção e pouco impacto no valor final, de forma que:

$$K = K_{Tire} + K_{Camber} + K_{rollsteer} + K_{at} + K_{llt} \quad (4.13)$$

4.8 Análise de dados experimentais

No contexto deste trabalho, é importante que se analise a correlação entre dados experimentais. Conforme Motulsky e Christopoulos, 2003, para estabelecer uma relação entre duas variáveis experimentais contínuas, é possível utilizar a regressão não linear. Essa regressão gera a curva de relação entre as variáveis medidas e permite que os dados sejam analisados conforme desejado.

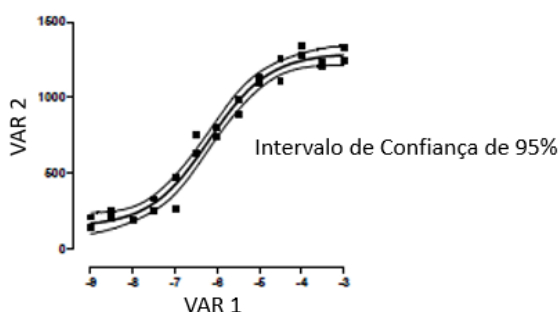


Figura 4.9 - Intervalo de confiança de 95% (Motulsky e Christopoulos, 2003).

Ainda segundo os autores, a melhor forma de se analisar um ajuste não linear de dados dispersos é através da análise do intervalo de confiança de 95% (Figura 4.9). Este é o intervalo no qual 95% das funções de interpolação possíveis para o conjunto de dados estão contidas e é calculado na forma da Equação 4.14, abaixo.

$$CI = \bar{X} \pm t \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (4.14)$$

Onde CI são os limites do intervalo de confiança, \bar{X} o valor médio da função de interpolação, t é o coeficiente da distribuição de t-student relacionado à amostra, s o desvio padrão da amostra e n o número de graus de liberdade.

5 METODOLOGIA

5.1 Medição experimental

Para realizar a medição experimental do gradiente de subesterçamento, utilizou-se umas das metodologias propostas por Gillespie, 1992. Essa metodologia consiste em equipar o veículo com sensores capazes de ler o esterçamento e a aceleração lateral enquanto se realiza uma curva de raio constante e se aumenta a velocidade do veículo gradualmente. Dessa forma, obtém-se a curva aceleração lateral x esterçamento, da qual deriva o gradiente de subesterçamento. Para tal, realizou-se o teste com o protótipo em uma rotatória com o raio de curva de 6m (Figura 5.1).



Figura 5.1- Realização do teste.

Foram realizados dois testes, no mesmo dia e sob as mesmas condições de ambiente, variando a pressão dos pneus, uma vez que este é o único parâmetro influente sobre o gradiente de subesterçamento que seja passível de calibração. A rigidez dos amortecedores não é passível de calibração, como será explicado na seção 5.2.2. Dessa forma, as calibrações utilizadas foram:

- Teste 1: Pressão Dianteira: 32 psi, Pressão Traseira: 22 psi;
- Teste 2: Pressão Dianteira: 22 psi, Pressão Traseira: 32 psi.

5.1.1 Instrumentação

A fim de se realizar a medição experimental da aceleração lateral e esterçamento, foram utilizados um sensor de distância e um acelerômetro. Esses sensores, de baixo custo, foram conectados a um microcontrolador do tipo Arduino Uno, que lê os dados do sensor com uma frequência de 4Hz e os grava em um cartão SD, para posterior análise. O diagrama de montagem pode ser encontrado na Figura A1 do Apêndice I.

5.1.1.1 Medição do Ângulo de Esterçamento

A medição do ângulo de esterçamento foi realizada através de um sensor ultrassônico de distância do tipo HC-SR04 (Figura 5.2a). Este sensor utiliza ondas sonoras para medir a distância até um obstáculo com precisão de 3mm, suficiente para o teste realizado, (IteadStudios, 2010) e foi montado sobre o conjunto pinhão cremalheira do protótipo (Figura 5.2b), onde mede a distância até um obstáculo que se move juntamente à cremalheira. É importante citar que esta montagem permite que se correlacione o movimento linear do conjunto com o ângulo de esterçamento sem a influência de folgas do sistema de direção, que afetariam a medição através de um transdutor, conforme proposto na SAE J2181,1998.

Para a calibração, posicionou-se o sensor HC-SR04 junto ao setor de direção, e então determinou-se a distância entre o sensor e o obstáculo preso à cremalheira correspondente ao ângulo zero de esterçamento das rodas. A partir do posicionamento, utilizou-se a curva da relação entre deslocamento linear da cremalheira e o ângulo de esterçamento, dado de projeto, para se determinar a relação entre a distância lida pelo sensor e o ângulo de esterçamento. A calibração pode ser vista na Figura A2 do Apêndice II.

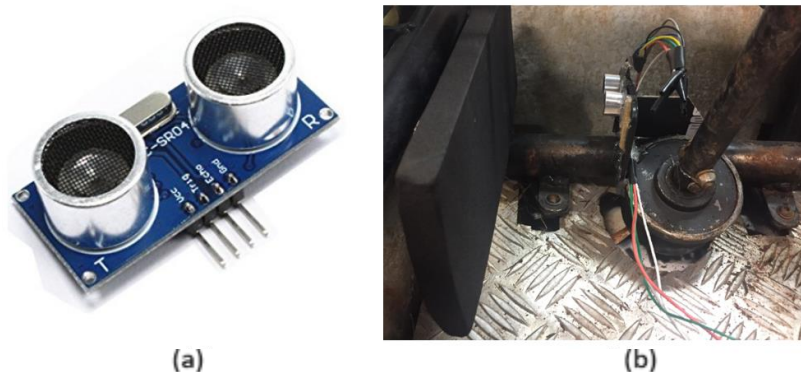


Figura 5.2–Sensor ultrassônico. (a) Sensor HC-SR04. (b) Montagem no protótipo.

5.1.1.2 Aceleração Lateral

A medição da aceleração é realizada por um acelerômetro do tipo ADXL345 (Figura 5.3a), com precisão de 0,003g. Este acelerômetro foi montado em uma *Protoboard*, que foi posicionada junto ao banco do piloto (Figura 5.3b).

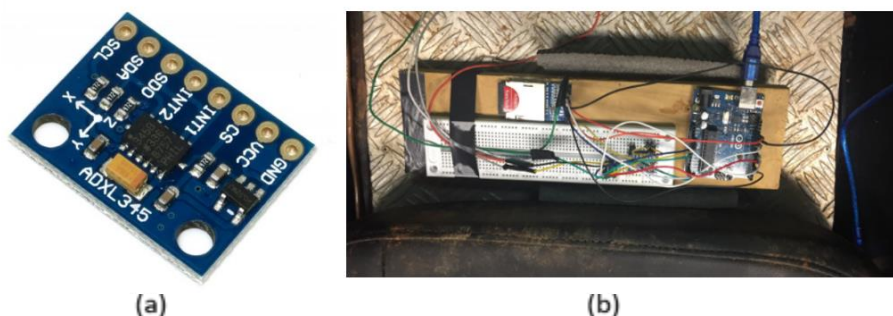


Figura 5.3– Acelerômetro. (a) Sensor ADXL 345. (b) Montagem no protótipo.

O acelerômetro foi calibrado em relação à gravidade. Para tal, foi determinada a relação entre os valores não calibrados lidos pelo sensor e os valores positivo e negativo da gravidade, obtidos através do alinhamento do sensor com o eixo gravitacional. Os dados de calibração se encontram na Figura A3 do Apêndice II.

5.2 Cálculo Teórico

O cálculo teórico foi realizado utilizando as equações dispostas no capítulo 4. Dessa forma, o valor de K foi calculado em função do incremento de aceleração lateral, de acordo com a equação 4.13 e aplicado na equação 4.5, a fim de se plotar a curva teórica da relação entre ângulo de esterçamento e aceleração lateral. Assim:

$$\beta_i = 57,3 \frac{L}{R} + K_i a_{y_i} \quad (5.1)$$

onde a cada incremento i de aceleração lateral, β_i é o ângulo de esterçamento, K_i é o gradiente de subesterçamento e a_{y_i} a aceleração lateral. O valor máximo de aceleração

lateral calculado será determinado pelo mesmo valor máximo obtido experimentalmente. O ângulo de rolagem e transferência de carga, descritos pelas equações 4.3 e 4.4, respectivamente, também são calculados para cada incremento de aceleração lateral.

5.2.1 Lotus Shark

O software *Lotus Shark Suspension Analysis v4.03* (Figura 5.4a) permite simular o comportamento da suspensão de um veículo. O programa calcula, através da inserção da localização geométrica dos pontos significativos do sistema de suspensão (Figura 5.4b), as características dinâmicas e geométricas do sistema, levando em consideração situações de rolagem do veículo, transposição de obstáculos e realização de curvas.

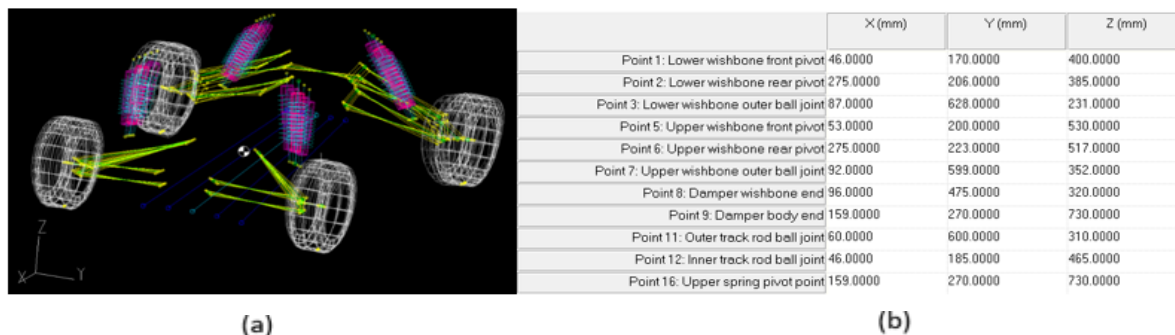


Figura 5.4– Simulação do comportamento da suspensão em *Lotus Shark*.

Através desse programa, são obtidas as funções que descrevem os parâmetros, $\frac{\partial y_r}{\partial \Phi}$, $\frac{\partial y_f}{\partial \Phi}$, h_r , h_f , φ_f e φ_r . A parcela $\frac{\partial \Phi}{\partial a_y}$ é facilmente obtida através da equação 4.3.

5.2.2 Amortecedor

Conhecer a rigidez do amortecedor é de fundamental importância para o cálculo de K. Duarte et al., 2016, realizaram a medição da rigidez do amortecedor *Fox Float 3* (Figura 5.5), mesmo modelo utilizado pela Equipe Tchê. O valor da rigidez, independente da velocidade de compressão, foi determinado em 31,6 N/mm, mesmo valor para diversas calibrações das câmaras do amortecedor.

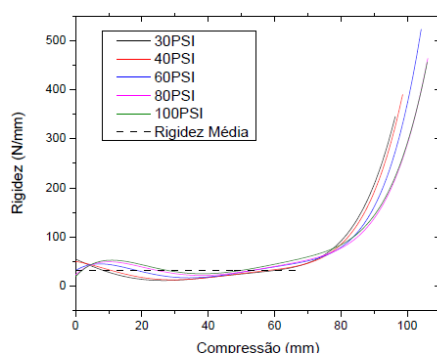


Figura 5.5- Determinação da rigidez do amortecedor Fox Float 3 (Duarte et al., 2016).

5.2.3 Coeficiente de Rigidez ao Esterçamento

Os valores dos coeficientes de rigidez ao esterçamento foram estimados de forma análoga ao realizado por Duarte et al., 2016. Utilizou-se os dados publicados por Yamagata, 2012 (Figura 5.6a) sobre valores de coeficiente de rigidez ao esterçamento medidos para um pneu comumente utilizado em protótipos de Baja. Yamagata, 2012, apresentou curvas

dependentes da carga vertical sobre o pneu. Dessa forma, foi realizada uma interpolação linear sobre os valores encontrados por Yamagata, 2012, de acordo com a carga vertical sobre cada pneu do protótipo analisado, a fim de se obter o valor do coeficiente para o pneu calibrado com 32 psi. Assim que este valor foi definido, utilizou-se a relação apresentada por Gillespie, 1992, para estimar um percentual de variação do coeficiente de rigidez ao esterçamento quando se altera a pressão de 32 para 22 psi em um pneu radial (Figura 5.6 b). Esse percentual foi então aplicado sobre os valores interpolados dos dados de Yamagata, 2012. Dessa forma, foram estimados os valores do coeficiente de rigidez ao esterçamento para as pressões utilizadas.

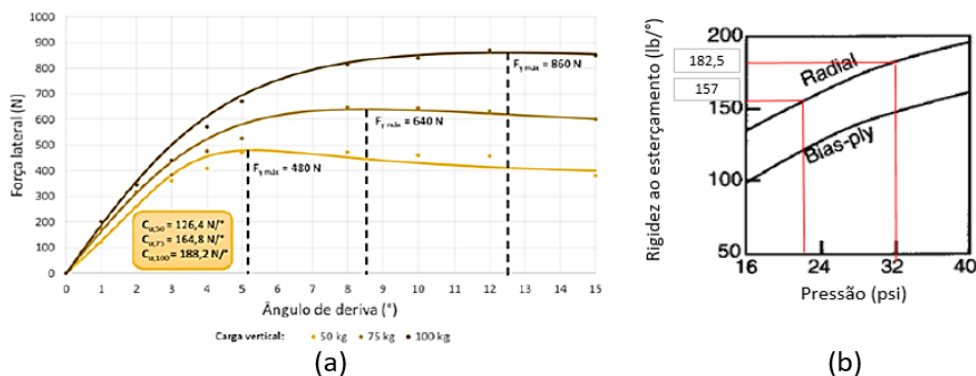


Figura 5.6– Coeficiente de rigidez ao esterçamento. (a) Dados publicados por Yamagata, 2012. (b) Estimativa diminuição do coeficiente (Gillespie, 1992).

5.3 Tratamento e Comparação de Dados

Após a obtenção dos dados experimentais, estes são analisados de acordo com Motulsky e Christopoulos, 2003. Primeiramente, são removidos os chamados *outliers*, ou pontos fora da curva, para cada medição. Esses pontos são associados a momentos em que foi aplicado algum tipo de correção no esterçamento durante o teste. Correções são necessárias, pois a realização do teste, conforme explicado no capítulo 5.1, é bastante complicada e exige uma boa técnica por parte do piloto. O protótipo se torna bastante instável em velocidades elevadas, e são necessárias correções bruscas de direção para se manter o raio de curva. Os *outliers* são visualmente identificados ao se plotar curvas de aceleração e esterçamento em relação ao tempo de medição. São então retirados do conjunto de dados e os dados remanescentes são utilizados para que se plote a relação entre aceleração lateral e esterçamento para cada teste. Não foram utilizados filtros em função da baixa frequência de aquisição de dados (4Hz) do sistema de medição, consideravelmente inferior a excitações exteriores ao sistema, como a frequência de funcionamento do motor, por exemplo.

Após a plotagem dos dados, estes passam por uma regressão não linear e têm seus intervalos de confiança de 95% calculados em *software* comercial MATLAB, utilizando um código modificado a partir do apresentado por Duarte et al., 2016. Dessa forma, a função de interpolação e os intervalos de confiança podem ser comparados aos valores teóricos encontrados para as curvas de esterçamento em função da aceleração lateral para cada caso testado.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 Cálculo Teórico

Através dos cálculos apresentados nos capítulos 4 e 5 e dados de projeto do protótipo, foram determinados os valores dos parâmetros mostrados na Tabela 6.1.

As funções que descrevem as variações de cambagem, altura do centro de rolagem e esterçamento são exibidas nas Figuras A4 a, b e c do Apêndice III, respectivamente. Essas funções foram determinadas através da simulação da suspensão do protótipo em *Lotus Shark*

para as suspensões dianteira e traseira. Juntamente com os parâmetros descritos na Tabela 6.1, possibilitaram o cálculo teórico do gradiente de subesterçamento.

Tabela 6.1 - Valores dos parâmetros de cálculo.

Parâmetro	Valor	Unidade	Parâmetro	Valor	Unidade
W	3000	N	p	0,051	m
W_f	1650	N	b	0,1	-
W_r	1350	N	$C_{\alpha f}(32\text{psi})$	151,8	N/°
t_f	1,37	m	$C_{\alpha f}(22\text{psi})$	135,6	N/°
t_r	1,2	m	$C_{\alpha r}(32\text{psi})$	157,6	N/°
h_{CG}	0,45	m	$C_{\alpha r}(22\text{psi})$	130,6	N/°
L	1,4	m	$C_{\gamma f}(32\text{psi})$	30,36	N/°
R	6	m	$C_{\gamma f}(22\text{psi})$	27,12	N/°
K_s	31,6e3	N/m	$C_{\gamma r}(32\text{psi})$	31,52	N/°
$K_{\Phi f}$	11e3	N/m	$C_{\gamma r}(22\text{psi})$	26,12	N/°
$K_{\Phi r}$	10,5e3	N/m	$a_{y,max}$	1,2	g

6.2 Dados Experimentais

Os dados experimentais passaram pelo tratamento de exclusão de *Outliers*, descrito na seção 5.3. O processo de exclusão de *Outliers* dos dados lidos durante o Teste 1 pode ser visto na Figura 6.1. Na Figura A5 do Apêndice III, observa-se o tratamento aplicado nos dados lidos durante o Teste 2.

Após a exclusão dos *Outliers*, os conjuntos de dados finais, representando a relação entre aceleração lateral e esterçamento para os Testes 1 e 2, foram submetidos a uma regressão polinomial de terceira ordem. Na Figura 6.2, pode ser observado que polinômios de interpolação de terceira ordem convergem para polinômios de ordens mais altas em ambos os conjuntos de dados analisados. Os valores de R^2 dos polinômios de terceira ordem são superiores aos de ordens menores e semelhantes aos de ordens maiores. Dessa forma, polinômios de interpolação de ordem 3 serão utilizados para realizar o ajuste dos dados experimentais. Pode-se associar a dispersão dos pontos às condições de teste.

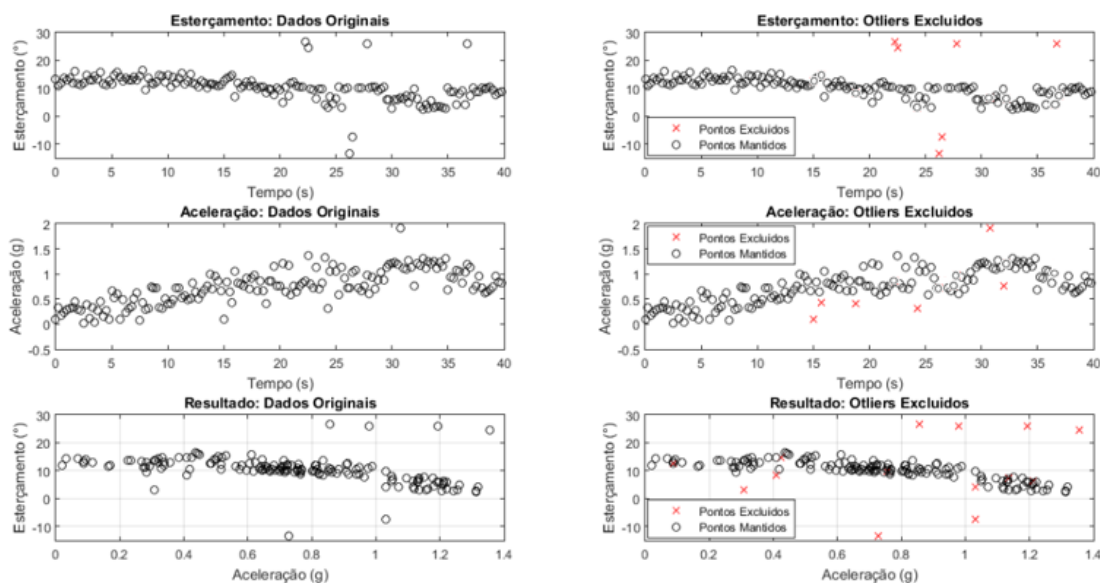


Figura 6.1 - Processo de exclusão de Outliers dos dados experimentais e determinação da relação entre aceleração lateral e esterçamento para o Teste 1.

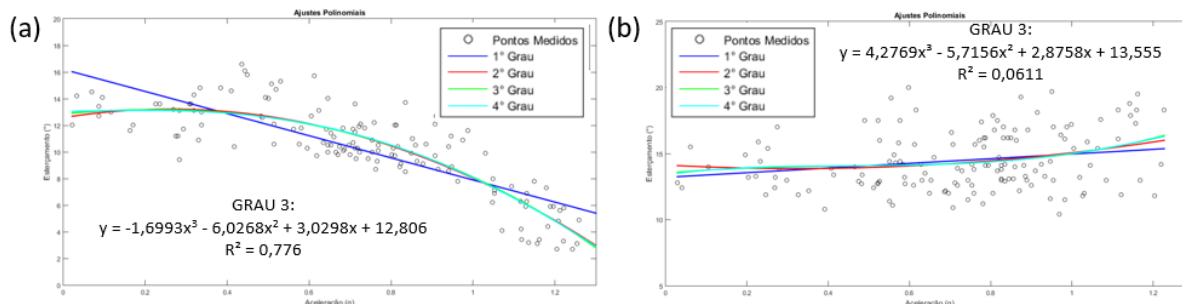


Figura 6.2 - Ajuste polinomial de diferentes ordens. (a) Teste 1. (b) Teste 2.

6.3 Comparação Entre Cálculo Teórico e Experimental

A Figura 6.4 mostra a comparação entre as funções de ajuste dos dados experimentais, plotadas junto aos intervalos de confiança de 95%, e as relações teóricas calculadas através do *software* MATLAB (Apêndice IV).

É possível se observar que em ambos os testes, as funções de ajuste dos dados experimentais mantiveram-se próximas às relações teóricas, tendo essas permanecido no interior ou bastante próximas aos limites dos intervalos de confiança de 95%. Pode-se atribuir, no Teste 1, o fato de a curva teórica se encontrar ligeiramente fora do intervalo de confiança da curva de medição, dentre outros motivos, à não utilização de dois parâmetros de pouca influência no cálculo do gradiente de subesterçamento, conforme exposto na seção 4.7.8 e às incertezas dos equipamentos de medição.

Dessa forma, a Figura 6.3 indica que a metodologia de medição do gradiente de subesterçamento sob condições reais e o modelo teórico apresentaram resultados similares, validando assim o sistema de aquisição de dados e metodologia propostos, que podem ser utilizados para o projeto de suspensão dos futuros protótipo da Equipe Tchê. Além disso, também fica indicado que os parâmetros utilizados no Teste 1 tendem a causar um comportamento sobreesterçante no protótipo, o que é desejado, e que parâmetros utilizados para o Teste 2 induzem um comportamento próximo ao neutro.

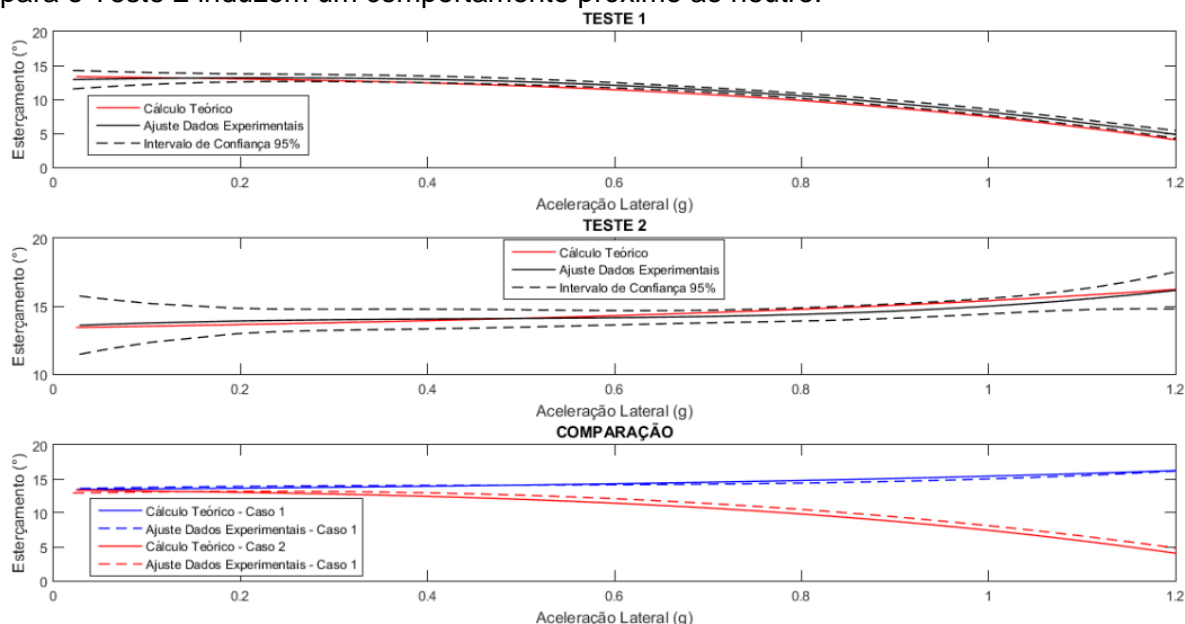


Figura 6.3 - Comparação entre cálculo teórico e experimental.

6.4 Considerações Sobre Incertezas

A maior fonte de erro no sistema de medição é causada pela incerteza na medição do esterçamento, na ordem de 8%, e de aceleração, na ordem de 0,25%. Valores estes calculados a partir da precisão dos sensores utilizados para a medição.

7 CONCLUSÃO

Este trabalho de conclusão de curso criou uma metodologia de avaliação experimental do gradiente de subesterçamento para um protótipo do tipo Baja SAE, através da elaboração de um sistema de aquisição de dados de aceleração lateral e esterçamento. A correlação desses dados possibilita o conhecimento do comportamento dinâmico de um veículo.

Dessa forma, foi possível comparar o comportamento teórico esperado para o protótipo com o comportamento real, medido pelo sistema e metodologia propostos. Os resultados se mostraram bastante similares, de forma a validar a metodologia de medição.

Conclui-se, então, que o sistema de aquisição de dados, calibrado para baixas frequências de aquisição de dados, e metodologia propostos podem ser utilizados no processo de determinação dos parâmetros de suspensão nos próximos projetos desenvolvidos pela Equipe Tchê de Baja SAE – UFRGS, através de sua replicação no protótipo Baja. O sistema é capaz de avaliar o impacto causado por diferentes calibrações de suspensão, tais como calibração de pneus e utilização de diferentes amortecedores, sobre a dirigibilidade do protótipo. Tais diferenças de comportamento, foram atestadas não somente pelo sistema de medição, mas também confirmadas pelo piloto durante os testes.

Sugere-se, em trabalhos futuros, que seja criada uma metodologia de medição para o coeficiente de rigidez ao esterçamento, de forma similar ao realizado por Yamagata, 2012, a fim de se conhecer com mais exatidão o valor dos coeficientes dos pneus utilizados. Sugere-se também, que o presente trabalho seja replicado utilizando diferentes tipos de amortecedor, podendo-se obter melhorias significativas na dirigibilidade do protótipo.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Duarte, Breno T., Barreto, Juliana R., Amaral, Pedro T., **“Análise de Dinâmica Veicular do Protótipo Baja SAE”**, CEFET-RJ, 2016.

Fernandes, M. V. S., **“Análise da Suspensão e Direção de um Veículo “OFF-ROAD” do tipo Mini Baja”**, UTFPR Curitiba, 2015.

Gillespie, T., **“Fundamentals of Vehicle Dynamics”**, SAE International, 1992.

Lapapong, S., Gupta V., Callejas E., Brennan S., **“Fidelity of using scaled vehicles for chassis dynamic studies”**, The Pennsylvania State University, 2008.

Milliken W.F., Milliken, D.L., **“Race Car Vehicle Dynamics”**, SAE International, 1995.

Motulsky, H., Christopoulos, A., **“Fitting Models to Biological Data using Linear and Nonlinear Regression”**, GraphPad, 2003.

Nicolazzi, L. C., **“Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas”**, UFSC, 2001.

Society of Automotive Engineers, **“SAE J2181 - Steady-State Circular Test Procedure for Trucks and Buses”**, SAE International, 1998.

Yamagata, Paulo H., **“Modelagem de Sistema de Suspensão e Veículo Baja SAE com Software de Dinâmica Multicorpos”**, USP, 2012.

APÊNDICE I – Esquema de montagem do sistema de medição

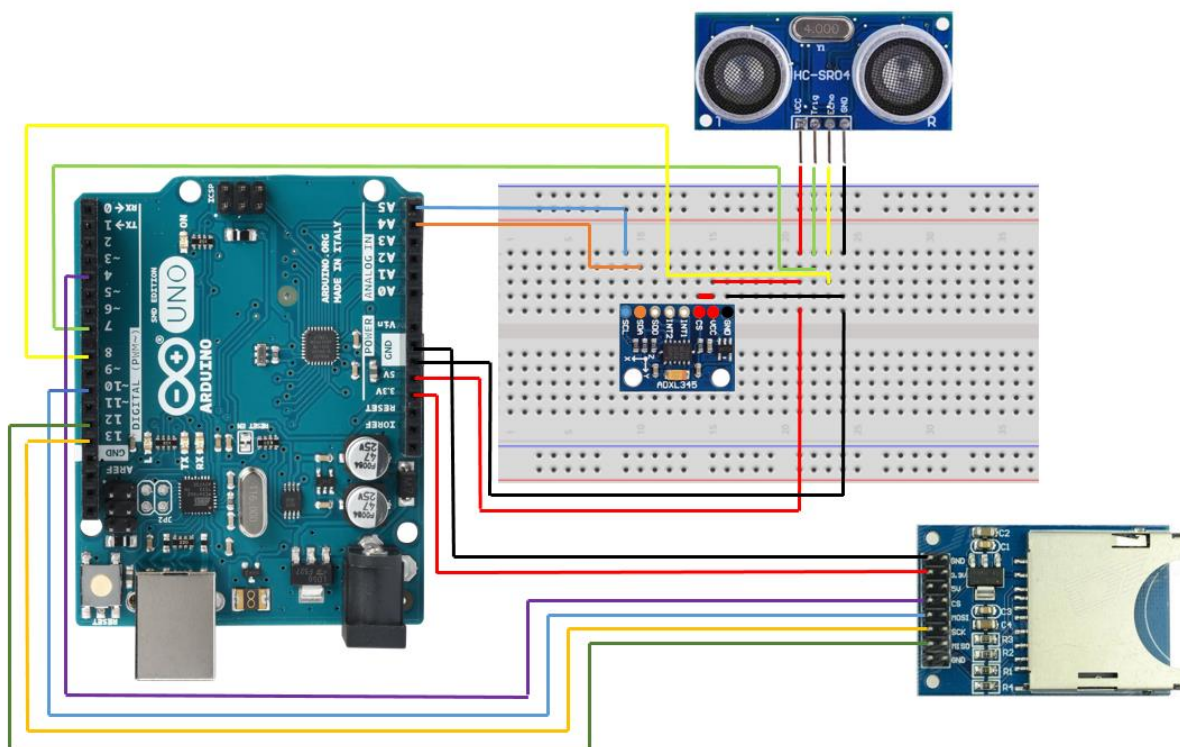


Figura A1– Montagem do sistema de medição.

APÊNDICE II – Calibração dos Sensores

- ITead Studios, “**Ultrassonic Ranging Module HC-SR04**”, Data Sheet, <<http://www.webtronic.com/documentos/HC-SR04.pdf>>, Acessado em 16/03/2018.

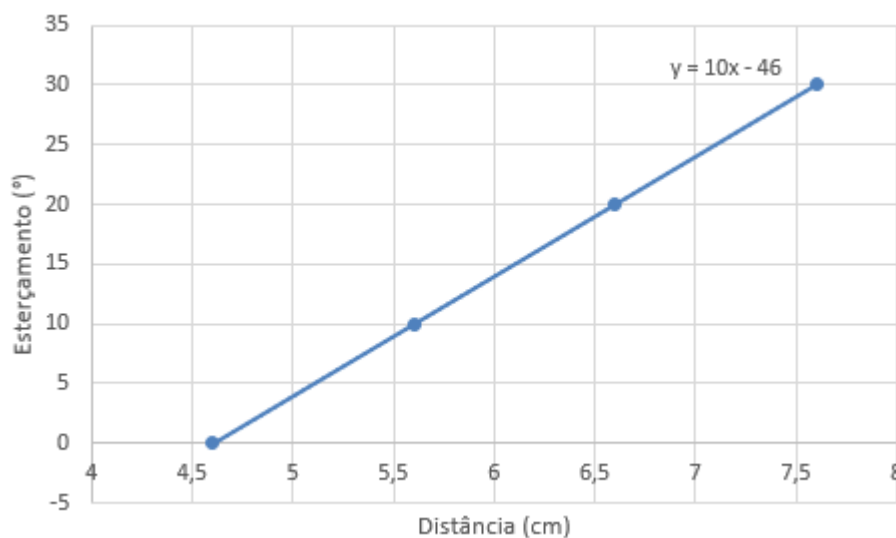


Figura A2 - Calibração do sensor HC-SR04.

- AnalogDevices, “**Digital Accelerometer ADXL 345**”, Data Sheet, <https://www.sparkfun.com/datasheets/Sensors/Accelerometer/ADXL345.pdf>. Acesso em 16/03/2018.

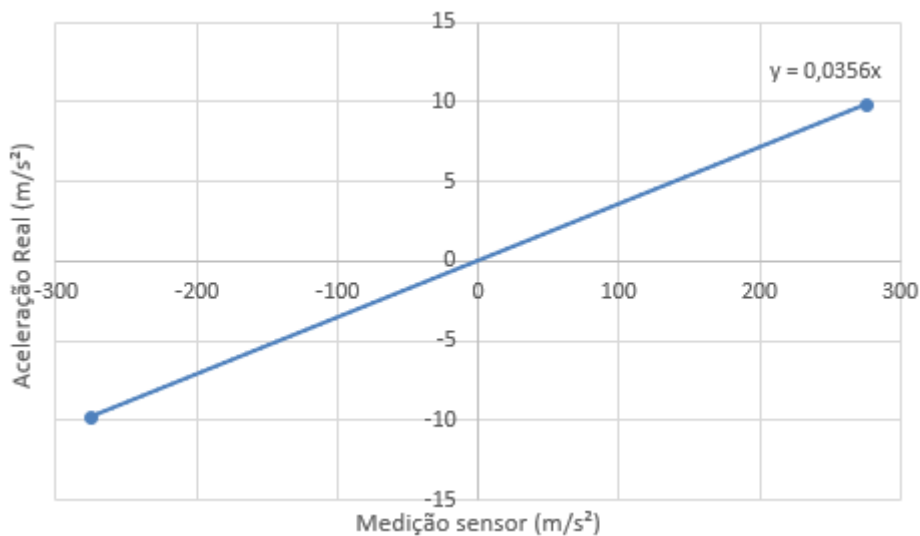


Figura A3 - Calibração do sensor ADXL345.

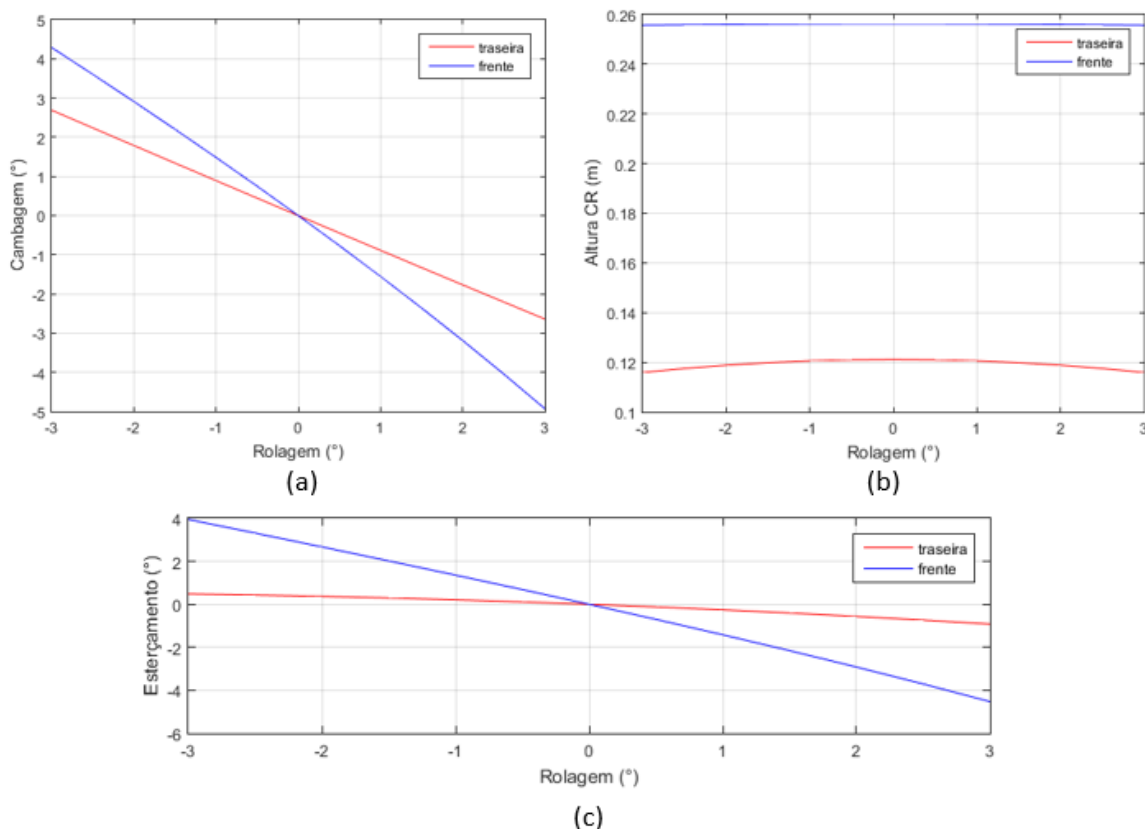


Figura A4 – Lotus Shark: (a) Cambagem em função da rolagem. (b) Altura do centro de rolagem em função da rolagem. (c) Esterçamento das rodas em função da rolagem.

APENDICE III – Resultados

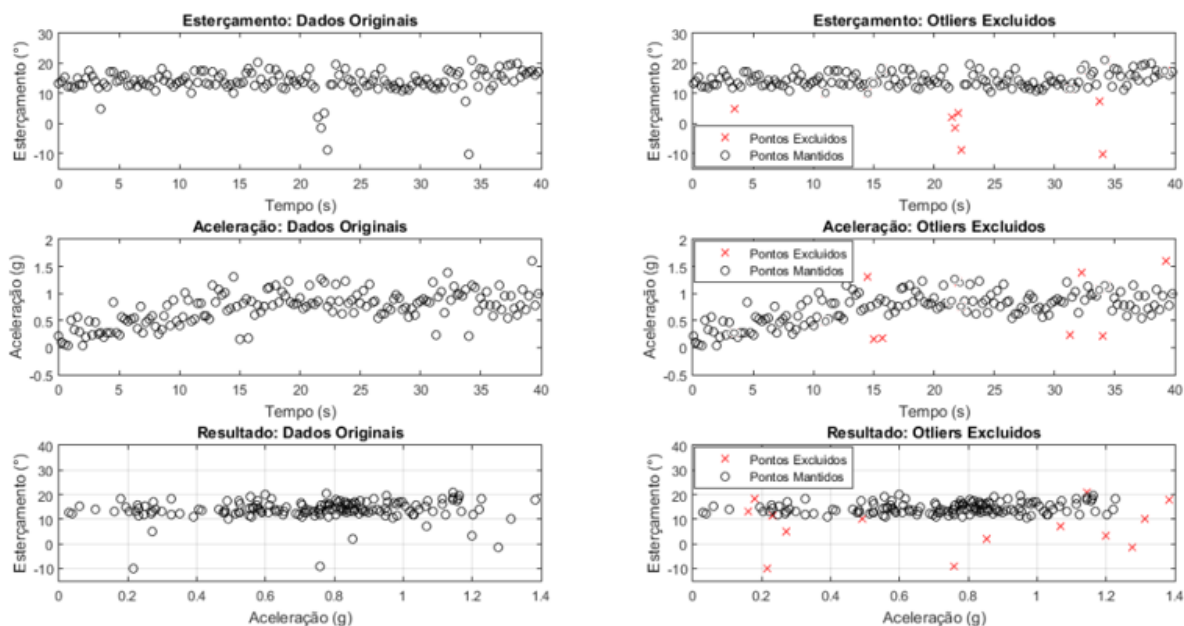


Figura A5 – Processo de exclusão de Outliers dos dados experimentais e determinação da relação entre aceleração lateral e esterçamento para o Teste 2.

APENDICE IV – Código em MATLAB – Modificado a partir de Duarte et al., 2016.

```

clc
clear all

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% CÁLCULO TEORICO DE K %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% PARAMETROS DE ENTRADA
W = 3000; % Massa total do veículo (N)
dm = 0.55; % distribuição de massa
tf = 1.37; % bitola dianteira (m)
tr = 1.2; % bitola traseira (m)
Wr = W*dm;
Wf = W*(1-dm);
p = 0.0457; % rastro pneumático (m)
L = 1.4; % entreixo (m)
Rcurv = 6; % Raio de curva (m)
Kf= 11e3; % Rigidez ao rolamento dianteiro
Kr= 10.5e3; % rigidez ao rolamento traseiro

%% CONDICAO 1: Frente 32psi, traseira 22psi
Caf1 = 151.8; % Coeficiente de deriva dianteiro (N/°)
Car1 = 135.6; % Coeficiente de deriva Traseiro (N/°)

% K-tire
Kt1 = W*(1-dm)/Caf1 - W*dm/Car1;
% K-torque auto alinhante
Kat1 = W*p/L*(Caf1+Car1)/(Caf1*Car1);

%% CONDICAO 2: Frente 22psi, traseira 32psi
Caf2 = 130.6; % Coeficiente de deriva dianteiro (N/°)
Car2 = 157.7; % Coeficiente de deriva Traseiro (N/°)

```

```

% K-tire
Kt2 = W*(1-dm)/Caf2 - W*dm/Car2;
% K-torque autoalinhante
Kat2 = W*p/L*(Caf2+Car2)/(Caf1*Car2);

% CALCULO DE K
j=1;
d_ay = 0.025;
ay_m = 1.225; %1.225g maximo
n = ay_m/d_ay + 1;

for i=1:n
ay(i) = (i-1)*d_ay; %Range de aceleracao lateral
Hf = 256.2678/1000; %hf inicial - zero rolagem
Hr = 121.1073/1000; %hr inicial - zero rolagem
while j < 1000
j = j + 1;
h1 = (Hr-Hf)*dm + Hf;
r(j) = W/9.81*h1*ay(i)*9.81/(Kf+Kr-W/9.81*h1); %rolagem
Hf = (256.06 - 5E-13*r(j))/1000;
Hr = (121.11 + 2E-11*r(j) - 1910.9*r(j)^2)/1000;
if r(j)-r(j-1)<=0.00000001
break
end
end

R(i) = r(j)*180/pi;
H1(i) = h1;
HF(i) = Hf;
HR(i) = Hr;

j=1;
cambf(i) = (-0.1228 - 1.5302*R(i));
cambr(i) = (0.0093 - 0.889*R(i));
steerf(i) = (-0.1099 -1.4042*R(i));
steerr(i) = (-0.085 - 0.2336*R(i));

% transferencia de carga dianteira
DFf(i) = (Kf*R(i)*pi/180+Wf/9.81*Hf*ay(i))/(9.81*tf);
% transferencia de carga traseira
DFr(i) = (Kr*R(i)*pi/180+Wr/9.81*Hr*ay(i))/(9.81*tr);

Kc1(i) = -0.2*(cambf(i) - cambr(i))/ay(i);
Kc2 (i)= Kc1(i);

Krs1(i) = (steerf(i)-steerr(i))*pi/180/ay(i);
Krs2(i) = Krs1(i);

Kllt1(i) = Wf*(0.2*DFf(i)^2)/Caf1^2 - Wr*(0.2*DFr(i)^2)/Car1^2;
Kllt2(i) = Wf*(0.2*DFf(i)^2)/Caf2^2 - Wr*(0.2*DFr(i)^2)/Car2^2;

Kus1(i) = Kc1(i) + Krs1(i) + Kllt1(i) + Kt1 + Kat1;
Kus2(i) = Kc2(i) + Krs2(i) + Kllt2(i) + Kt2 + Kat2;

%RC(i) = 57.3 * L / ( 43.295 - Kus(i)*ay(i));

dt1(i) = 57.3*(L/Rcurv)+ Kus1(i)*ay(i);
dt2(i) = 57.3*(L/Rcurv)+ Kus2(i)*ay(i);

```

```

end
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% CARREGAR DADOS EXPERIMENTAIS %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%%%%%%%% Teste 1 - Pressão Dianteira: 32 psi, Trsaseirea: 22ps1 %%%%%%%%%%%
teste1 = load ('TESTEB_ANALISE2.txt');
a1 = teste1(:,1); % Aceleracao medida
d1 = teste1(:,2); % Esterçamento medido

[p1,erro1]=polyfit(a1,d1,3);
[d_fit1,delta1] = polyconf (p1,a1,erro1,'predopt','curve');

%%%%%%%%%% Teste 2 - Pressão Dianteira: 22 psi, Trsaseirea: 32 ps1 %%%%%%%%%%%

% teste2 = load ('TESTEA_ANALISE2.txt');
teste2 = load ('TESTEA_ANALISE2.txt');

a2 = teste2(:,1); % Aceleracao medida
d2 = teste2(:,2); % Esterçamento medido

[p2,erro2]=polyfit(a2,d2,3);
[d_fit2,delta2] = polyconf (p2,a2,erro2,'predopt','curve');

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% PLOTAGEM %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

subplot (3,1,2)
plot(ay,dt2,'color','r','linewidth',1)
plot(a1,d_fit1,'color','black','linewidth',1)
plot(a1,d_fit1+delta1,'linestyle','--','color','black','linewidth',1)
plot(a1,d_fit1-delta1,'linestyle','--','color','black','linewidth',1)
axis([0 1.2 10 20])
title('TESTE 2')
legend('Cálculo Teórico','Ajuste Dados Experimentais','Intervalo de
Confiança 95%')
xlabel('Aceleração Lateral (g)')
ylabel('Esterçamento (°)')

subplot (3,1,1)
plot(ay,dt1,'color','r','linewidth',1)
plot(a2,d_fit2,'color','black','linewidth',1)
plot(a2,d_fit2+delta2,'linestyle','--','color','black','linewidth',1)
plot(a2,d_fit2-delta2,'linestyle','--','color','black','linewidth',1)
axis([0 1.2 0 20])
title('TESTE 1')
legend('Cálculo Teórico','Ajuste Dados Experimentais','Intervalo de
Confiança 95%')
xlabel('Aceleração Lateral (g)')
ylabel('Esterçamento (°)')

subplot (3,1,3)
plot(ay,dt2,'color','b','linewidth',1)
plot(a1,d_fit1,'color','b','linestyle','--','linewidth',1)
plot(ay,dt1,'color','r','linewidth',1)
plot(a2,d_fit2,'color','r','linestyle','--','linewidth',1)
axis([0 1.2 0 20])
title('COMPARAÇÃO')
legend('Cálculo Teórico - Caso 1','Ajuste Dados Experimentais - Caso
1','Cálculo Teórico - Caso 2','Ajuste Dados Experimentais - Caso 1')
xlabel('Aceleração Lateral (g)')
ylabel('Esterçamento (°)')

```