

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECATRÔNICA E SISTEMAS MECÂNICOS**

**Análise de um sistema de controle de estabilidade veicular
através do desenvolvimento de projeto**

Diogo Kenji Nojimoto
Willian Curi Iwano

São Paulo
19 de novembro de 2015

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECATRÔNICA E SISTEMAS MECÂNICOS**

**Análise de um sistema de controle de estabilidade veicular
através do desenvolvimento de projeto**

Professor orientador: Newton Maruyama

Autores: Willian Curi Iwano Nº USP: 7206346
Diogo Kenji Nojimoto Nº USP: 7210567

Trabalho de conclusão de curso
Área de concentração:
Engenharia Mecatrônica

São Paulo
19 de novembro de 2015

Declaração de originalidade

Este relatório é apresentado como requisito parcial para obtenção do grau de engenheiro mecatrônico na Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. É o produto do nosso próprio trabalho, exceto onde indicado no texto. O relatório pode ser livremente copiado e distribuído desde que a fonte seja citada.

Diogo Kenji Nojimoto

Willian Curi Iwano

Resumo

O Brasil apresenta uma relativa alta taxa de mortes em acidentes de trânsito. Recentemente, tornaram-se obrigatórios itens de segurança como ABS e *airbag*. Assim, seguindo essa tendência, nota-se que o controle de estabilidade veicular possui boa oportunidade de se tornar um item padrão nos automóveis brasileiros, como já é visto em outros países.

Descrito a motivação, esse trabalho tem como objetivo apresentar uma análise geral dos requisitos necessários para um bom projeto de um sistema de controle de estabilidade veicular, mostrando as etapas necessárias para que ao fim obtenha-se um sistema capaz de aumentar a segurança do usuário do veículo. Em conjunto com a análise serão desenvolvidas algumas partes do sistema com intuito de entender mais profundamente quais os pontos mais relevantes à qualidade do sistema.

Serão abordadas alternativas de sistemas de controle de estabilidade apresentando suas vantagens e desvantagens, os requisitos mínimos de projeto para um correto funcionamento, uma introdução sobre dinâmica veicular e as etapas de projeto.

O projeto pode ser dividido em quatro partes, dinâmica veicular, eletrônica, software e mecânica. São abordados os principais pontos referentes à teoria de dinâmica veicular necessária para o desenvolvimento do projeto. A parte de eletrônica abrangerá sensores e controlador. O software será a implementação da lógica de funcionamento até a programação dos componentes. A mecânica será composta por partes interligadas ao sistema de freio do veículo.

A etapa de validação será formada por testes de calibração do sistema e aferição da qualidade do modelo.

Por fim, espera-se obter um maior conhecimento sobre esse sistema, mostrando quais são as dificuldades de sua implementação, e sua eficiência para diversas situações não comuns.

Abstract

Brazil has relatively high mortality rate in traffic accidents. Recently, safety items as ABS and airbag became mandatory. Then, following this trend, electronic stability control has good perspectives of becoming a mandatory item in brazilian cars, as it is already seen in other countries.

Described the motivation, this monograph has the objective of showing a general review of project requirements in a vehicular stability system, presenting the steps required to obtain a system able to increase the vehicle user safety. Moreover, parts of the system are going to be developed to allow the understanding of the steps more relevant to for an accurate operation.

Alternatives to the Electronic Stability Control will be compared through advantages and disadvantages, the minimum requirements for a proper functioning, an introduction to vehicle dynamics and the steps of the project.

The project is divided into four groups, vehicle dynamics, electronics, software and mechanics. The main points related to vehicle dynamics necessary are addressed. The electronics group will include sensors and controller. The software is composed by the operating logic and programming. The mechanics is composed by interconnected elements with the vehicle's brake system.

The validation step will consist of system calibration test and measurement of the model quality.

Finally, it is expected to get a complete understanding of this system, showing the difficulties in its implementation, and its efficiency for various uncommon situations.

Lista de figuras

Figura 1 - Arquitetura do controle - retirado de [1].....	14
Figura 2 - Sensores utilizados no controle de estabilidade - retirado de [9].....	14
Figura 3 – Estrutura do projeto proposto	15
Figura 4 – ângulos de esterçamento, retirado de [10]	16
Figura 5 – Exemplo de medição do coeficiente de subesterçamento pelo método do raio de curva constante, retirado de [10]	18
Figura 6- Relação entre coeficiente de atrito longitudinal e taxa de escorregamento, retirado de [11].....	19
Figura 7 – Ângulos de esterçamento, deriva e direção da roda, retirado de [1]	20
Figura 8 – Relação entre força lateral e ângulo de deriva, retirado de [1].....	21
Figura 9 – Exemplo da fórmula mágica do método de Pacjeka, retirado de [11]	21
Figura 10 – Representação do modelo elíptico de atrito, retirado de [11].....	22
Figura 11 – Diminuição do atrito longitudinal com o aumento do ângulo de deriva, retirado de [11].....	23
Figura 12 – Modelo de bicicleta, retirado de [10].....	24
Figura 13 – Dinâmica lateral veicular, retirado de [1]	24
Figura 14 – Aparato de ensaios para pneus, retirado de [13]	26
Figura 15 – Curvas de força lateral por ângulo de deriva do pneu dianteiro, variando a carga vertical, retirado de [12].....	27
Figura 16 - Curvas de força lateral por ângulo de deriva do pneu traseiro, variando a carga vertical, retirado de [12].....	28
Figura 17 – Parâmetros iniciais e geométricos, adaptado de [13].....	29
Figura 18 - Plataforma suspensa para ensaios, adaptado de [13].....	30
Figura 19 - Medição da altura do centro de gravidade, adaptado de [13]	30
Figura 20 - Resultado do teste de raio de curva constante, retirado de [13].....	32
Figura 21 – Esquemático da placa GY521, retirado de [15]	34
Figura 22 - Posicionamento do sensor inercial próximo ao eixo de rolagem	35
Figura 23 – Modelo do sensor indutivo, retirado de [16].....	36
Figura 24 - Sensor 1GT103DC	36
Figura 25 – Sensor de esterçamento	37
Figura 26 - Gráfico do ângulo da roda pelo deslocamento da cremalheira	37
Figura 27 - Gráfico dos resultados do sensor de esterçamento	39
Figura 28 - Sensor da pressão da linha de freios	40
Figura 29 - Interface parcial ligada	41
Figura 30 – Esquemático	43
Figura 31 - Caixa com eletrônica interna em CAD	44
Figura 32 - Frente da caixa com interface em CAD.....	45
Figura 33 – Caixa com circuito parcial montado	46
Figura 34 - Tampa da caixa com bateria fixada.....	46
Figura 35 - Modelo simplificado do sistema de freios	47
Figura 36 - Sistema de atuação do freio automatizado	48

Figura 37 - Fluxograma de funcionamento do sistema.....	49
Figura 38 – Condição para acionamento dos freios	51
Figura 39 - Erros de trajetórias para o piloto, retirado de [1].....	52
Figura 40 - Diagrama de blocos do sistema veículo com piloto, retirado de [1]	52
Figura 41 – Lugar das raízes e diagrama de Bode da função de transferência do veículo	53
Figura 42 – Lugar das raíze e diagrama de Bode com o piloto.	54
Figura 43 – Resposta a entrada do sistema veículo com piloto.....	55
Figura 44 – Resposta do sistema veículo com piloto para uma entrada degrau unitária	56
Figura 45 – Comparação entre diferentes controladores.....	60
Figura 46 – Análise de influência do ganho relativo ao esterçamento	61
Figura 47 - Análise de amortecimento da velocidade de guinada	62
Figura 48 – Equipamento para calibração dos sensores de velocidade	63
Figura 49 – Teste de calibração dos sensores de velocidade	64
Figura 50 - Teste de raio de curva constante	65
Figura 51- Medições de aceleração lateral.....	66
Figura 52 - Transferidor	67

Listas de tabelas

Tabela 1 – Parcelas do coeficiente de subesterçamento, retirado de [10]	17
Tabela 2 - Parâmetros do protótipo Baja SAE.....	31
Tabela 3 – Análise de controladores.....	33
Tabela 4 - Relação deslocamento por resistênsia do sensor de esterçamento	38
Tabela 5 - Parâmetros do sistema de freios	40
Tabela 6- Lista de materiais	42
Tabela 7 - Ganhos dos diferentes controladores.....	61
Tabela 8 – Dados experimentais dos sensores de velocidade.....	64
Tabela 9 - Dados de calibração do acelerômetro	65
Tabela 10 - Dados de calibração do giroscópio	66
Tabela 11 – Verificação do ssitema de medição de esterçamento	67
Tabela 12 – Tabela de preços de alguns componentes utilizados	68

Sumário

Declaração de originalidade	2
Resumo.....	3
Abstract.....	4
Lista de figuras	5
Lista de tabelas.....	6
1. Introdução.....	9
2. Análise de requisitos.....	11
3. Avaliação das alternativas de projeto consideradas.....	12
4. Projeto.....	13
4.1. Visão geral.....	13
4.2. Dinâmica veicular	15
4.2.1. Coeficiente de subesterçamento	15
4.2.2. Medição experimental do coeficiente de subesterçamento.....	17
4.2.3. Freios	18
4.2.4. Curvas em alta velocidade.....	20
4.2.5. Frenagem em curvas	22
4.3. Modelo veicular.....	23
4.3.1. Modelo da dinâmica lateral veicular	23
4.3.2. Modelo dinâmico em termos dos erros.....	25
4.4. Obtenção de parâmetros do veículo de testes.....	26
4.4.1. Pneus	26
4.4.2. Parâmetros iniciais e geométricos	28
4.4.3. Estimativa do comportamento dinâmico.....	31
4.5. Eletrônica.....	33
4.5.1. Controlador.....	33
4.5.2. Sensores.....	34
4.5.2.1. Unidade de medição inercial	34
4.5.2.2. Sensor indutivo de relutância variável	35
4.5.2.3. Sensor de esterçamento das rodas	37
4.5.2.4. Sensor de pressão	39

4.5.3.	Interface	40
4.5.4.	Esquemático	42
4.5.5.	Fixação do subsistema eletrônico	44
4.5.6.	Módulo eletrônico montado	45
4.6.	Mecânica	47
4.6.1.	Modelo do sistema de freio.....	47
4.7.	Controle	48
4.8.	Software.....	62
4.8.1.	Software de aquisição de dados	62
4.8.2.	Software de controle	63
5.	Calibração	63
5.1.	Sensor de velocidade	63
5.2.	Sensor de aceleração lateral.....	64
5.3.	Sensor de velocidade de guinada	66
5.4.	Sensor de esterçamento	66
5.5.	Sensor de pressão.....	68
6.	Custos	68
7.	Sugestões de melhorias.....	69
7.1.	Melhorias do modelo	69
7.1.1.	Dinâmica vertical e longitudinal.....	69
7.1.2.	Pneu	70
7.2.	Melhorias de obtenção de parâmetros	70
7.3.	Melhorias do sistema eletrônico	71
7.4.	Melhorias do projeto de controle.....	71
8.	Conclusões.....	73
9.	Referências bibliográficas	75
10.	Bibliografia.....	76
11.	Anexos	77
11.1.	Código fonte	77

1. Introdução

O objetivo deste trabalho é entender profundamente o funcionamento do sistema de controle de estabilidade, não somente a partir de uma revisão bibliográfica, mas também, desenvolver partes desse sistema. Esse sistema visa garantir que o carro não apresente um movimento indesejado de roteiro saindo pela tangente à curva desejada. Ele atua na velocidade de guinada do veículo, amortecendo-a e prevenindo que o carro alcance uma situação de difícil controlabilidade, que está relacionado com instabilidade.

A partir da leitura de sensores, o sistema consegue estimar o atual comportamento do carro. É avaliada e corrigida a trajetória do carro aplicando um momento angular no eixo vertical do carro usando o sistema de freios independentes. Caso o veículo apresente um comportamento sobre-esterçante, ou seja, esteja apresentando uma guinada maior que a esperada, o sistema de estabilidade acionaria o freio dianteiro da roda externa, criando um momento angular contrário ao de realização de curva, estabilizando o carro [1].

Há outras formas de sistema de estabilidade, como por exemplo, controlar a distribuição de torque direcionada para cada roda, ou atuar diretamente no esterçamento das rodas, caso o carro possua o sistema *steer-by-wire*. Porém, escolheu-se a atuação nos freios pela sua simplicidade e interação com o sistema ABS [1].

O controle de estabilidade veicular é um sistema de segurança amplamente usado ao redor do mundo sendo um item obrigatório nos EUA e Europa. No Brasil, ele ainda é considerado um item de luxo, assim como eram os sistemas ABS e de *airbag*. Portanto, a tendência é que logo se torne um componente obrigatório. Segundo pesquisa do Centro de Experimentação e Segurança Viária (CESVI) [2] realizada em 2014, 47,8% das 940 versões de veículos vendidas no Brasil oferecem o sistema ESP de série. Apesar de um número baixo, o crescimento em relação a 2013 foi de 4% e segundo análise de Almir Fernandes, diretor executivo do CESVI, o sistema tem grande potencial de crescimento nos veículos do Brasil.

Outro fator motivacional para esse projeto são os dados de acidentes de trânsito no Brasil. Segundo o Ministério da Saúde, 40.050 pessoas morreram em acidentes de

trânsito no Brasil em 2013, representando 20,1 mil mortes para cada 100 mil habitantes, indicador que revela um atraso comparativo a países similares economicamente como Rússia (3,7), Índia (18,9), Argentina (12,6) e China (20,5) [3]. Existe também um compromisso feito pelo governo brasileiro em 2011 com a ONU de reduzir em metade o número de mortes no trânsito até 2020 [4]. Nessa linha de combate a acidentes de trânsito, sistemas de controles de estabilidade são fundamentais, pois esse sistema pode reduzir em até 80% dos acidentes causados por derrapagens, segundo pesquisa realizada pela Bosch [5].

O ESP foi desenvolvido inicialmente pela Bosh em 1995. Seu avanço se deve às grandes melhorias nos componentes eletrônicos automotivos, que permitiram integrá-los com alta velocidade de comunicação. Atualmente, é responsável por não só aumentar a segurança dos veículos, mas também seu desempenho, sendo visto como uma evolução dos sistemas ABS e controle de tração [6].

O trabalho apresentará foco nas etapas de modelagem e controle. Para realização do controle, será necessário um grande estudo de dinâmica veicular, assim como, obter os parâmetros relevantes de um veículo.

Com o intuito de facilitar os testes do sistema, uma interface com o usuário será desenvolvida. Ela deverá permitir que o sistema de controle seja ligado e desligado facilmente, apresentará dados do carro e indicará a atuação do sistema de segurança.

Quanto às abordagens a serem adotadas no trabalho, primeiro será realizado o modelo veicular seguido de simulações e ensaios para a escolha dos sensores. Os sensores devem ser capazes de trabalhar em um alcance compatível com o comportamento do carro.

Com o modelo do carro e os dados dos sensores, é possível validar o modelo utilizado para o projeto do controle. O controle será responsável por definir a pressão da linha de freios para estabilização do veículo. Juntamente nesta etapa será desenvolvida a interface com o usuário.

2. Análise de requisitos

Apresentar uma explicação profunda sobre o funcionamento do sistema de controle de estabilidade. Seções de projetos e protótipo deverão ser desenvolvidas para coletar informações e demonstrar quais os requisitos para um bom funcionamento deste sistema.

A realização dos projetos e protótipos terá como base o [7], onde se estabelece o desempenho e os equipamentos necessários mínimos para o controle eletrônico de estabilidade. Os principais pontos apontados são:

1. Possuir um sistema de controle em malha fechada para limitar o sobre-esterçamento;
2. Estimar a velocidade de guinada do veículo.
3. Monitorar o esterçamento do volante;
4. Controlar a pressão de cada freio independentemente;
5. Funcionar em toda faixa de velocidade do carro a partir de 20 km/h;
6. Funcionar mesmo com a atuação dos freios pelo motorista;
7. Existir chave de desligamento;
8. Indicar sistema em funcionamento e sistema atuando;
9. Indicar erro no sistema;
10. Realizar de ensaios de validação.

Todo veículo deve ser seguro e confiável. De [8], temos que a confiabilidade do sistema será influenciada por todos seus componentes, e para uma análise mais profunda deve ser realizado um FMEA, muito utilizado na indústria automotiva. Seguindo essa linha, temos outro requisito:

11. Em caso de falha do sistema, o freio deve se manter não acionado automaticamente;

Priorizou-se o baixo custo em detrimento da velocidade e precisão de resposta do sistema, visto que o objetivo não é a realização de um produto, e sim, o conhecimento sobre o sistema.

3. Avaliação das alternativas de projeto consideradas

Para realização do controle de estabilidade foram avaliadas três alternativas consagradas no mercado para o controle de estabilidade:

1. Differential Braking - Sistema que utiliza do sistema de freio ABS para aplicar frenagens independentes para cada roda. É a opção mais utilizada atualmente e possui maior tendência de vir a ser um item obrigatório nos veículos. Sua desvantagem está na diminuição da resposta longitudinal esperada durante uma aceleração.

2. Steer-by-wire - O esterçamento das rodas é uma combinação entre esterçamento do volante e ajustes realizado pelo sistema de controle, portanto, o volante não possui ligação física com as rodas, sendo necessário um atuador para direcioná-las, uma desvantagem.

Outra desvantagem é a impossibilidade do esterçamento do carro desligado ou com algum problema elétrico. Isso pode ser contornado com outra desvantagem, a adição de um sistema de embreagem. Não é necessário que o veículo possua ABS, o que não é grande vantagem visto que os carros devem possuir ABS no Brasil.

3. Active Torque Distribution - Esse sistema consegue controlar o torque direcionado para cada roda a partir de diferenciais. Necessita que o carro possua tração nas quatro rodas com diferencial nos dois eixos, uma grande desvantagem do ponto de vista de simplicidade e custo.

Os sensores e controle são muito parecidos para cada opção, sendo especificados adiante.

Assim, tendo como parâmetros mais importantes a simplicidade e o custo, observando as tendências da indústria e os possíveis veículos de testes para esse trabalho, escolheu-se o sistema de estabilidade acionado por freios independentes para o projeto.

4. Projeto

4.1. Visão geral

A primeira etapa para o projeto do controle de estabilidade é entender quais as causas do carro apresentar um comportamento diferente do definido pelo usuário do veículo, ou seja, o que faz com que o carro apresente uma direção diferente da imposta pelo volante. Existem muitos parâmetros que contribuem para essa divergência de comportamento, sendo muitos deles difícil de medir. Porém, realizando testes com o veículo, pode-se obter uma proporção de quanto essa divergência é acentuada. Essa relação recebe o nome de coeficiente de sub esterçamento, e este assunto será mais bem detalhado na seção de dinâmica veicular.

Conhecendo-se o comportamento do veículo, é possível desenvolver modelos que requisitam o conhecimento de diversos parâmetros do veículo, portanto, deve haver uma etapa de aquisição desses parâmetros. Deve-se validar o modelo com os parâmetros adotados a fim de viabilizar o projeto do controle, pois caso tenha-se uma divergência muito acentuada entre o modelo e o real, o controlador será ineficiente ou ineficaz.

O controle possui dois níveis, mostrados na figura 1. O primeiro será responsável pela verificação do comportamento do carro e envio do sinal de guinada desejada do carro para o segundo nível de controle, que será responsável pela atuação do sistema dos freios.

Para obter o comportamento do carro são necessários seis sensores: sensor de velocidade do eixo traseiro, velocidade da roda freada, aceleração lateral, esterçamento do volante, velocidade de guinada e pressão na linha de freio acionada. Todos os sinais devem ser tratados e direcionados para o controlador.

Para o acionamento do freio serão necessários válvulas proporcionais e direcionais, assim como um sistema de atuação responsável por pressurizar o fluido de freio.

O sistema deve comunicar ao usuário que está em ligado e quando esta atuando.

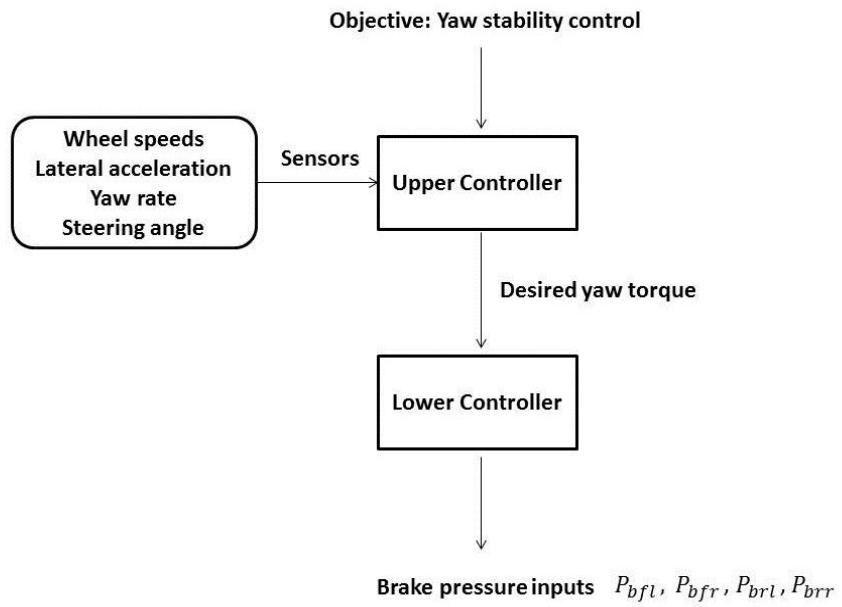


Figura 1 - Arquitetura do controle - retirado de [1]

No diagrama da figura 3 está representado um esboço do sistema completo implementado ao veículo.

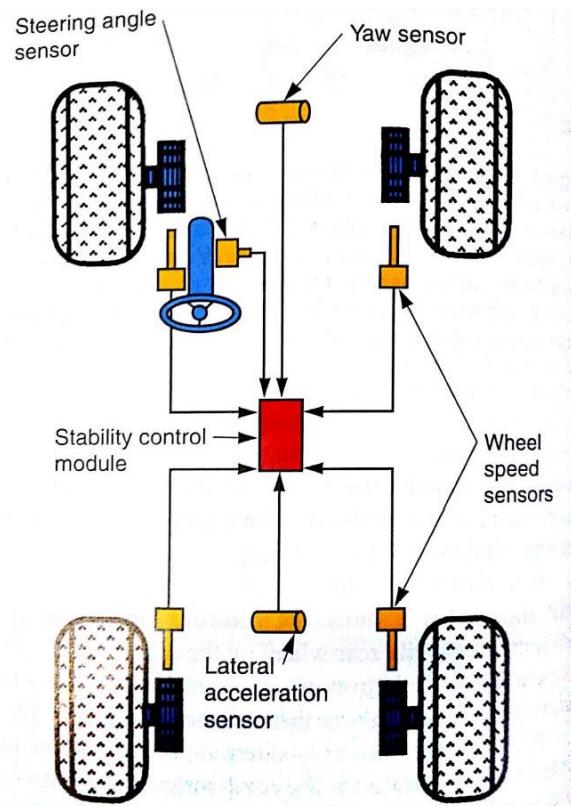


Figura 2 - Sensores utilizados no controle de estabilidade - retirado de [9]

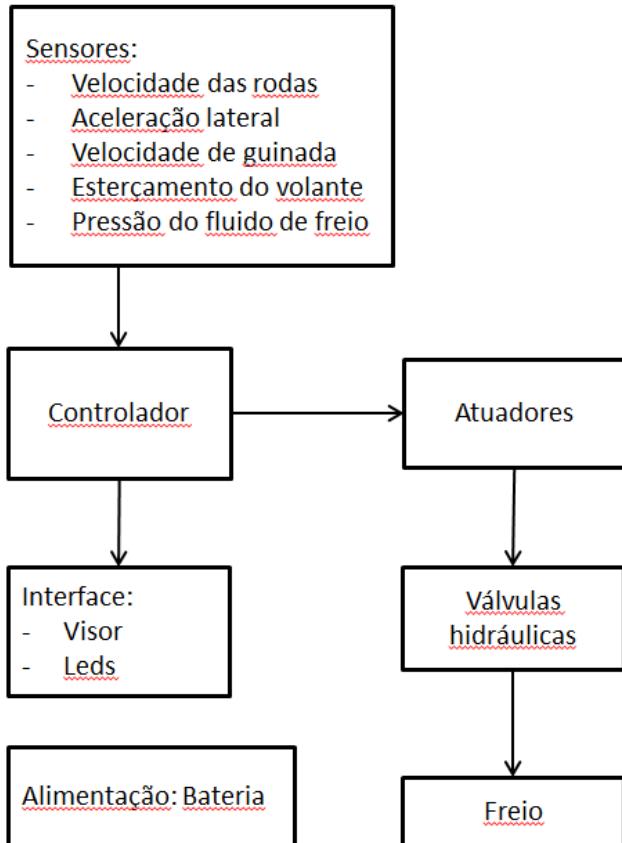


Figura 3 – Estrutura do projeto proposto

4.2. Dinâmica veicular

Nesta seção será exposta a base sobre dinâmica veicular necessária para a modelagem do veículo do ponto de vista do controle de estabilidade.

4.2.1. Coeficiente de subesterçamento

O coeficiente de subesterçamento relaciona o esterçamento das rodas com a curva realizada pelo veículo para uma dada velocidade, e é equacionado da seguinte maneira.

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (1)$$

Onde:

δ	Ângulo de Ackermann
L	Entre eixos do veículo

R	Raio de curva
K	Coeficiente de subesterçamento
a_y	Aceleração lateral

O ângulo de Ackermann é definido como a média do esterçamento das rodas dianteiras. A figura 4 abaixo descreve uma situação de curva.

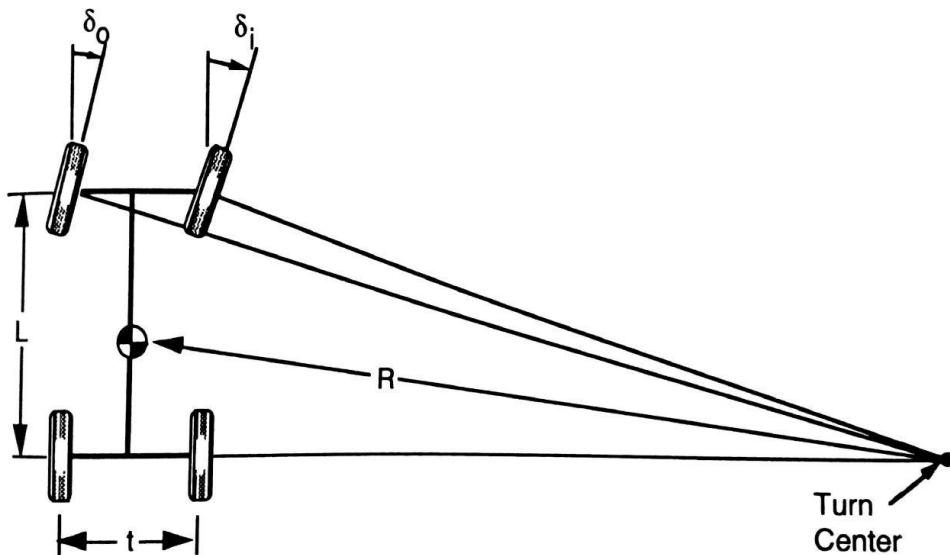


Figura 4 – ângulos de esterçamento, retirado de [10]

A partir da equação 1, nota-se que:

- $K < 0$ sobre esterçamento - Necessidade de aumentar o esterçamento do volante com o aumento da velocidade para um mesmo raio de curva.
- $K = 0$ esterçamento neutro - Esterçamento do volante independe da velocidade.
- $K > 0$ subesterçamento - Necessidade de diminuir o esterçamento do volante com o aumento da velocidade para um mesmo raio de curva.

Diversos parâmetros do carro influenciam no coeficiente de subesterçamento, sendo possível separá-lo pela sua fonte. A tabela 1 abaixo mostra alguns deles.

Devido a essa grande quantidade de parâmetros influentes, pode-se chegar as seguintes conclusões:

- Facilidade que o carro apresente algum desvio de comportamento projetado devido aos desgastes e desalinhamento do sistema;
- Nota-se a necessidade de simplificar o modelo.

Tabela 1 – Parcelas do coeficiente de subesterçamento, retirado de [10]

<u>UNDERSTEER COMPONENT</u>	<u>SOURCE</u>
$K_{\text{tires}} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}}$	Tire cornering stiffness
$K_{\text{camber}} = \left(\frac{C_{\gamma f}}{C_{\alpha f}} \frac{\partial \gamma_f}{\partial \phi} - \frac{C_{\gamma r}}{C_{\alpha r}} \frac{\partial \gamma_r}{\partial \phi} \right) \frac{\partial \phi}{\partial a_y}$	Camber thrust
$K_{\text{roll steer}} = (\epsilon_f - \epsilon_r) d\phi/da_y$	Roll steer
$K_{\text{lfc}} = A_f W_f - A_r W_r$	Lateral force compliance steer
$K_{\text{at}} = W \frac{p}{L} \frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{C_{\alpha f} C_{\alpha r}}$	Aligning torque
$K_{\text{llt}} = \frac{W_f}{C_{\alpha f}} \frac{2 b \Delta F_{zf}^2}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \frac{2 b \Delta F_{zr}^2}{C_{\alpha r}}$	Lateral load transfer
$K_{\text{strg}} = W_f \frac{r v + p}{K_{ss}}$	Steering system

4.2.2. Medição experimental do coeficiente de subesterçamento

O método do raio constante apresentado por [10], fixa o raio de curva, altera-se gradativamente a velocidade e mede o ângulo esterçamento. Assim é possível obter uma relação entre aceleração lateral e esterçamento do volante, e, consequentemente, o coeficiente de subesterçamento em função da velocidade.

Derivando a equação 1 em função da a_y , temos:

$$\frac{\partial \delta}{\partial a_y} = \frac{\partial}{\partial a_y} \left(57.3 \frac{L}{R} \right) + K \frac{\partial a_y}{\partial a_y} \quad (2)$$

$$K = \frac{\partial \delta}{\partial a_y} \quad (3)$$

A figura 5 representa um exemplo de gráfico obtido de forma experimental. Nota-se que o eixo vertical representa o esterçamento do volante dividido pela razão de direção. A razão de direção relaciona esterçamento do volante com esterçamento das rodas, e costuma não ser constante em todo o esterçamento.

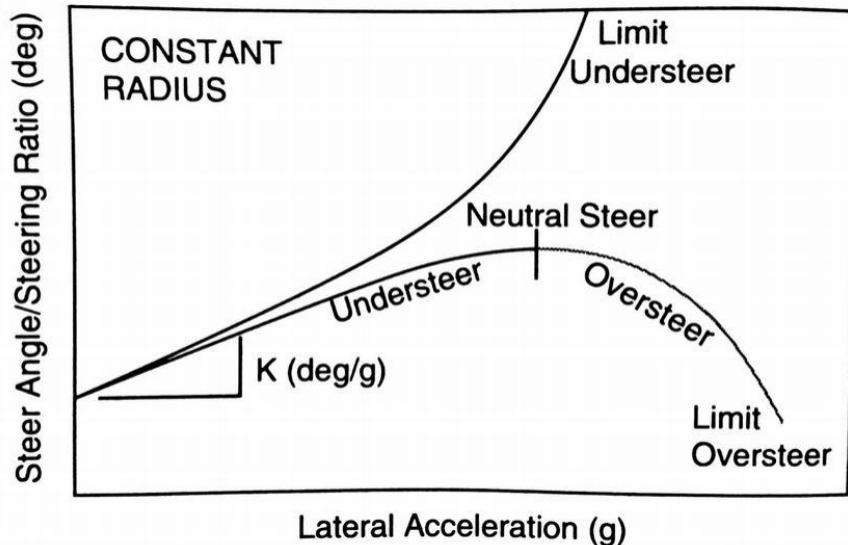


Figura 5 – Exemplo de medição do coeficiente de subesterçamento pelo método do raio de curva constante, retirado de [10]

4.2.3. Freios

O sistema de freio é projetado para maximizar a força de desaceleração do carro, tornando o atrito do pneu com o solo o fator limitante. Assim, partindo da hipótese de que o sistema de freio sempre conseguirá travar as rodas, deve-se estudar a interação pneu solo.

Quando ocorre o travamento das rodas, o pneu tende a desenvolver um escorregamento no solo. O escorregimento s é medido analisando-se a rotação da roda w , seu raio r e a velocidade do carro V , e pode ser representado pela seguinte equação:

$$s = \frac{wr - V}{V} \quad (4)$$

A relação entre atrito e escorregamento possui uma curva característica mostrado na figura 6. A força de desaceleração é derivada da força de atrito do pneu com o solo, portanto, sua maior amplitude está associada ao limite do escorregamento, ou seja, ao ponto limite do atrito estático. Na figura 6, esse ponto ocorre em $s = -0.1$, então, observa-se mesmo que a roda tenha um escorregamento, o pneu e o solo continuam em contato, ou seja, há um escorregamento parcial do pneu associado à sua deformação elástica.

A figura 6 associa escorregamento com o coeficiente de frenagem μ_x , que é obtido a partir da seguinte relação, onde F_x é a força longitudinal associada à frenagem, e F_z é a força longitudinal associada à carga do veículo sobre a pneu.

$$F_x = \mu_x F_z \quad (5)$$

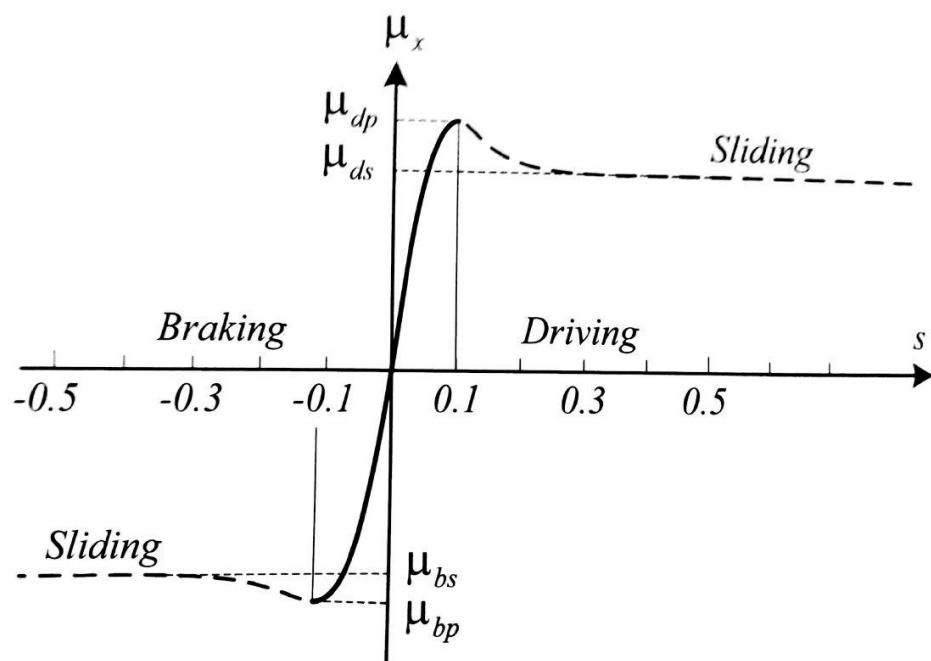


Figura 6- Relação entre coeficiente de atrito longitudinal e taxa de escorregamento, retirado de [11]

Assim o segundo nível do controlador deverá trabalhar com duas ou três funções aproximadas para os dois intervalos de escorregamento, a fim de aperfeiçoar o processamento do controlador.

4.2.4. Curvas em alta velocidade

Com o aumento da velocidade em curvas, o pneu começa a desenvolver uma deformação. Essa deformação gera uma diferença entre a direção da roda e a do carro, essa que está associada ao pneu em contato com o solo. Essa diferença é chamada de ângulo de deriva (α).

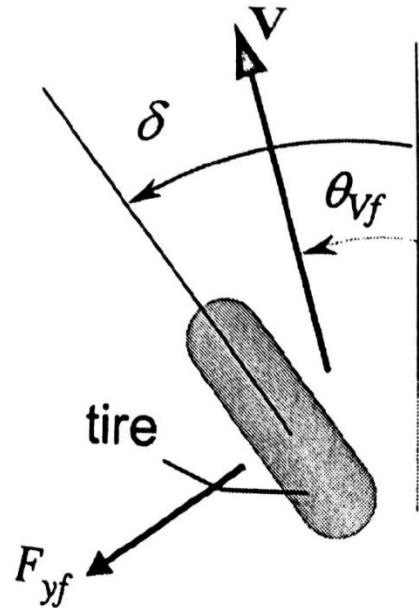


Figura 7 – Ângulos de esterçamento, deriva e direção da roda, retirado de [1]

A força lateral está associada com o ângulo de deriva pelo coeficiente de rigidez lateral do pneu (C_α), como pode ser visto na equação abaixo e na figura 8.

$$F_y = C_\alpha \alpha = C_\alpha (\delta - \theta_{Vf}) \quad (6)$$

Nota-se que, assim como nos freios, a relação de força não é linear. Porém, existe uma fórmula mágica chamada de modelo de Pacejka para caracterizar o comportamento lateral do pneu, representado na figura 9.

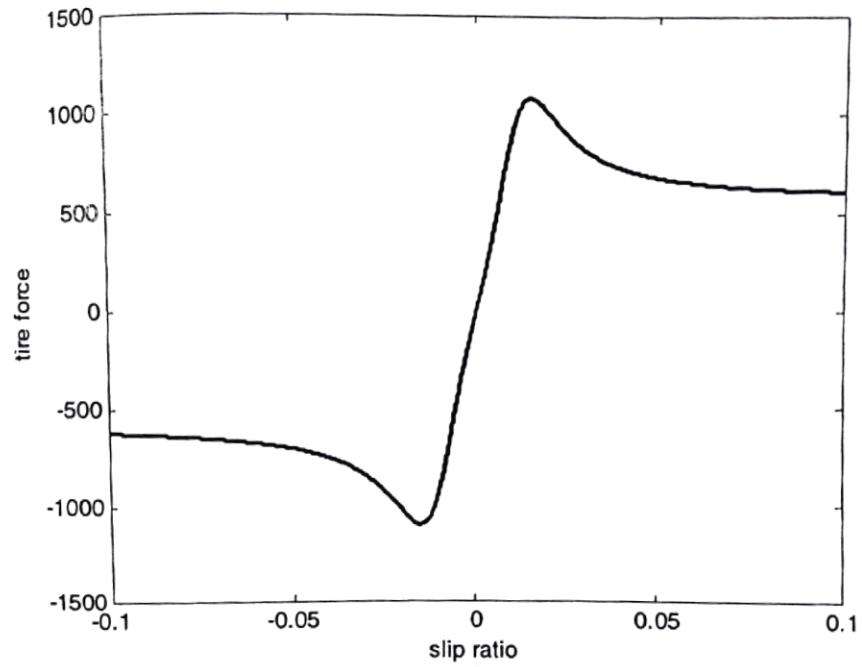


Figura 8 – Relação entre força lateral e ângulo de deriva, retirado de [1]

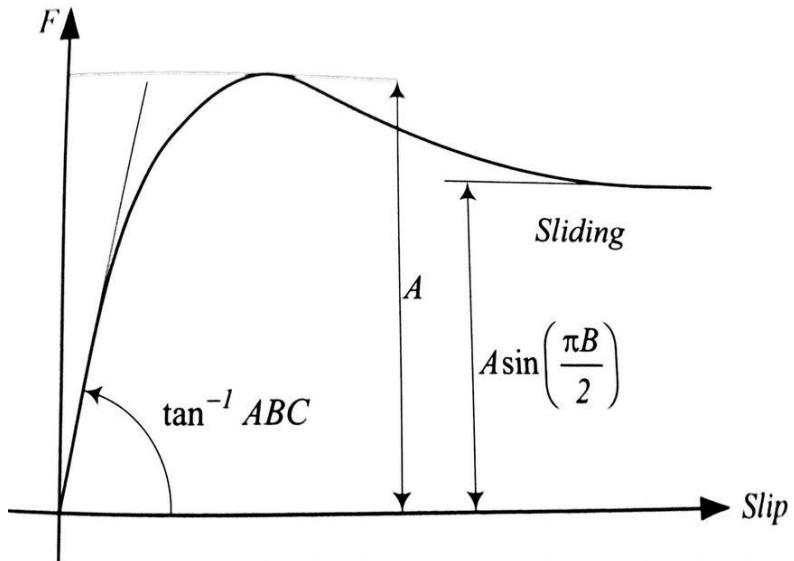


Figura 9 – Exemplo da fórmula mágica do método de Pacjeka, retirado de [11]

$$F = A \sin\{B \tan^{-1}[Cx - D(Cx - \tan^{-1}(Cx))]\} \quad (7)$$

$$A = \mu F_z \quad (8)$$

$$C = \frac{c_\alpha}{AB} \quad (9)$$

$$B, D = \text{fatores de forma} \quad (10)$$

Conclui-se que a força lateral é proporcional à força vertical, assim, para cada carga do veículo teremos uma curva característica. Outro fator que está relacionado com a força lateral é o coeficiente de rigidez lateral do pneu, que pode ser alterado para diferentes pressões dos pneus.

Outros fatores não relacionados com o ângulo de deriva podem alterar a força lateral desenvolvida pelos pneus, como a cambagem e o momento auto-alinhante das rodas. Esses fatores influenciam relativamente pouco, porém, devem ser analisadas durante o projeto.

4.2.5. Frenagem em curvas

A frenagem em curvas será a situação em que o controlador estará atuando. Será desenvolvido tanto força longitudinal como lateral, e por consequência haverá uma variação nos valores de máximas forças laterais e longitudinais. A equação (11) aproxima esse efeito e é chamada de modelo elíptico de atrito (figura 10).

$$\left(\frac{F_y}{F_{yM}}\right)^2 + \left(\frac{F_x}{F_{xM}}\right)^2 = 1 \quad (11)$$

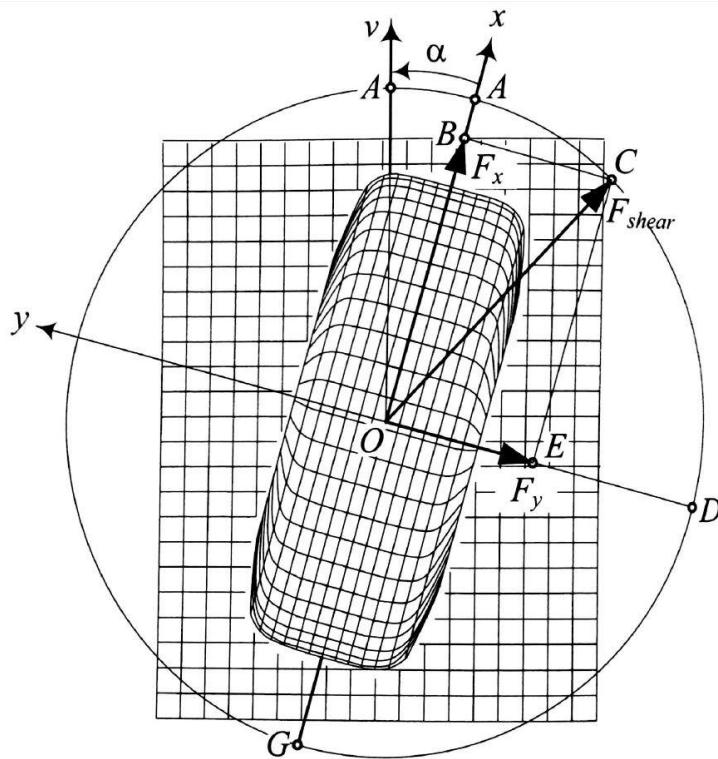


Figura 10 – Representação do modelo elíptico de atrito, retirado de [11]

Na figura 11, observa-se a diminuição da força de frenagem com o aumento do ângulo de deriva. Portanto, deve-se estimar o ângulo de deriva do carro para estimar a força de frenagem com maior acurácia.

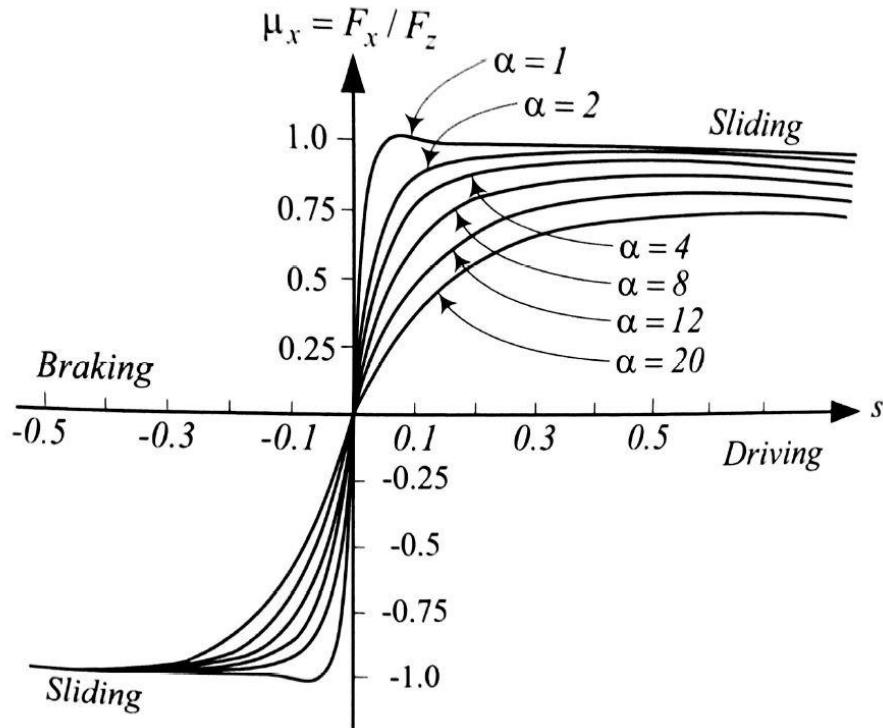


Figura 11 – Diminuição do atrito longitudinal com o aumento do ângulo de deriva, retirado de [11]

4.3. Modelo veicular

4.3.1. Modelo da dinâmica lateral veicular

Partindo do modelo de bicicleta abaixo (figura 12), temos a simplificação que a força lateral produzida nas rodas dianteiras é a soma das forças de cada roda, sendo estas iguais, ou seja, possuem o mesmo ângulo de deriva, o que não é correto, pois as rodas estão sobre cargas diferentes e possuem esterçamentos diferentes.

$$F_{yf} = F_{yfl} + F_{yfr} = C_{yf}(\alpha_{fl} + \alpha_{fr}) \approx 2C_{yf}\alpha_f \quad (12)$$

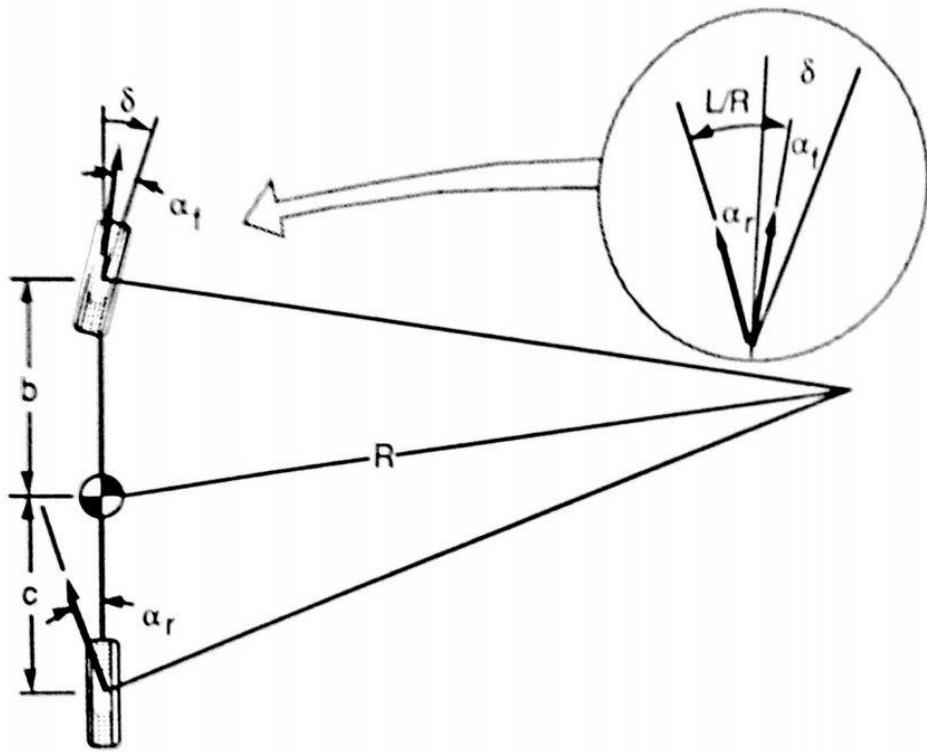


Figura 12 – Modelo de bicicleta, retirado de [10]

Para o carro completo, analisa-se o balanço de momento e de força lateral.

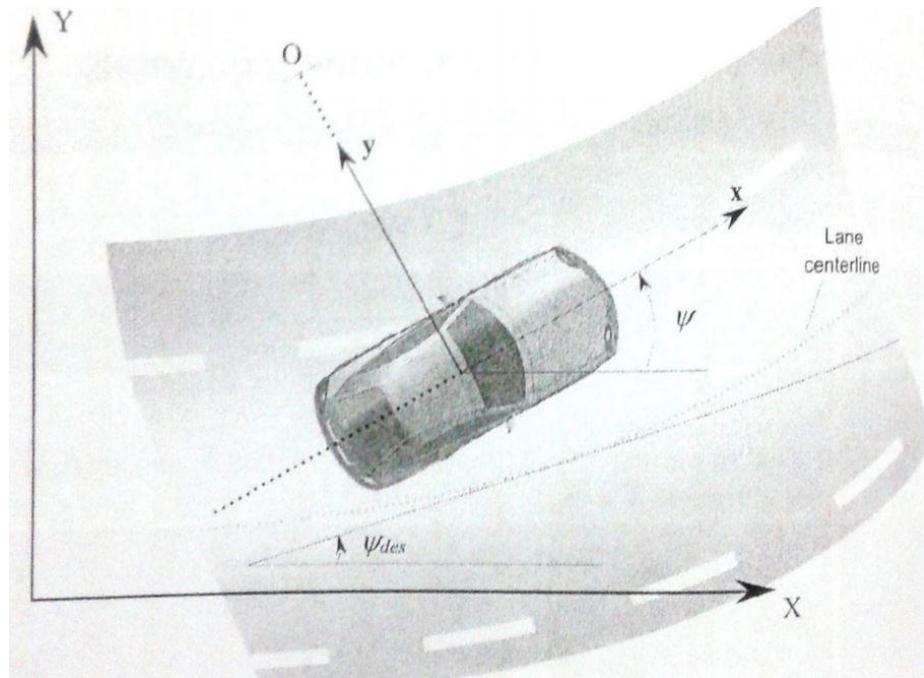


Figura 13 – Dinâmica lateral veicular, retirado de [1]

As equações da dinâmica do carro são as equações (13), (14), (15) e (16).

$$I_z \ddot{\psi} = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} \quad (13)$$

$$m(\ddot{y} + \dot{\psi} V_x) = F_{yf} + F_{yr} \quad (14)$$

Analizando a figura 7 e adotando θ pequeno, temos:

$$\tan(\theta_{Vf}) = \frac{v_y + l_f \dot{\psi}}{v_x} \cong \theta_{Vf} \quad (15)$$

$$\tan(\theta_{Vr}) = \frac{v_y - l_r \dot{\psi}}{v_x} \cong \theta_{Vr} \quad (16)$$

Substituindo as equações (15) e (16) em (6), e o resultado em (13) e (14), obtém-se o modelo no espaço de estados descrito na equação (17), que analisa a aceleração lateral e velocidade de guinada.

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \psi \\ \dot{\psi} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{af} + 2C_{ar}}{mV_x} & 0 & -V_x - \frac{2l_f C_{af} - 2l_r C_{ar}}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2l_f C_{af} - 2l_r C_{ar}}{I_z V_x} & 0 & -\frac{2l_f^2 C_{af} + 2l_r^2 C_{ar}}{I_z V_x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \psi \\ \dot{\psi} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{af}}{m} \\ 0 \\ \frac{2l_f C_{af}}{I_z} \end{Bmatrix} \delta \quad (17)$$

4.3.2. Modelo dinâmico em termos dos erros

Define-se:

- e_1 como o erro de posição lateral do centro de gravidade em relação à trajetória.

$$\ddot{e}_1 = \ddot{y} + V_x(\dot{\psi} - \dot{\psi}_{des}) \quad (18)$$

- e_2 como o erro de orientação.

$$e_2 = \psi - \psi_{des} \quad (19)$$

- $\dot{\psi}_{des}$ como a velocidade de guinada desejada

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{V_x}{R} \quad (20)$$

Assumindo V_x e R constantes, e substituindo as equações (18), (19) e (20) em (13) e (14), temos o espaço de estados descrito na equação (21).

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{af}+2C_{ar}}{mV_x} & \frac{2C_{af}+2C_{ar}}{m} & -\frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{I_z V_x} & \frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{I_z} & -\frac{2l_f^2 C_{af}+2l_r^2 C_{ar}}{I_z V_x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{af}}{m} \\ 0 \\ \frac{2l_f C_{af}}{I_z} \end{Bmatrix} \delta + \begin{Bmatrix} 0 \\ -\frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{mV_x} - V_x \\ 0 \\ -\frac{2l_f^2 C_{af}+2l_r^2 C_{ar}}{I_z V_x} \end{Bmatrix} \dot{\psi}_{des} \quad (21)$$

4.4. Obtenção de parâmetros do veículo de testes

4.4.1. Pneus

Os dados dos pneus foram retirados do trabalho de [12], onde foi desenvolvido um aparato para obtenção da rigidez lateral dos pneus, ilustrado na figura 14.

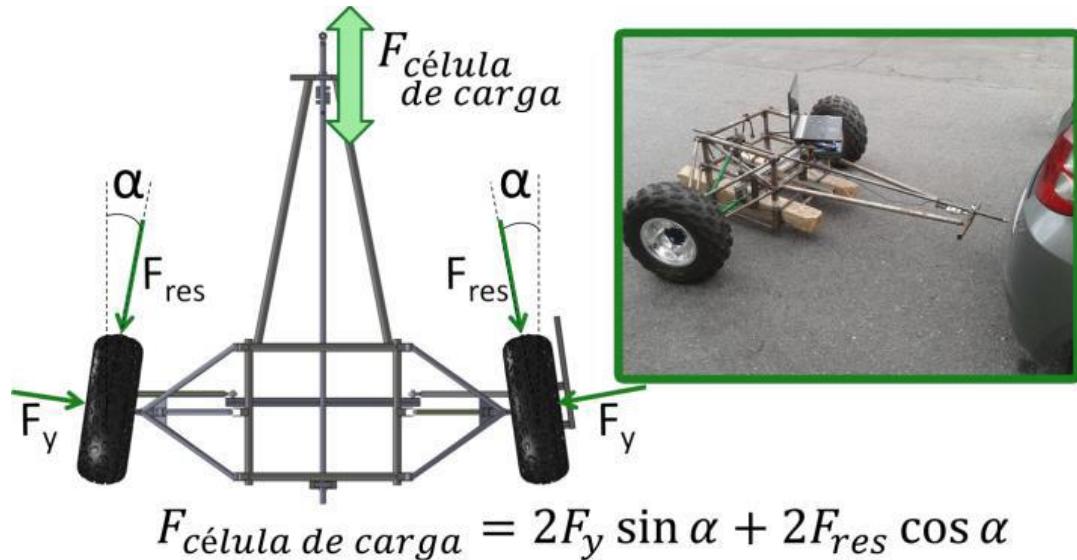


Figura 14 – Aparato de ensaios para pneus, retirado de [13]

Os gráficos abaixo mostram as curvas que relacionam força lateral, ângulo de deriva e carga, e serviram de base para o desenvolvimento do projeto.

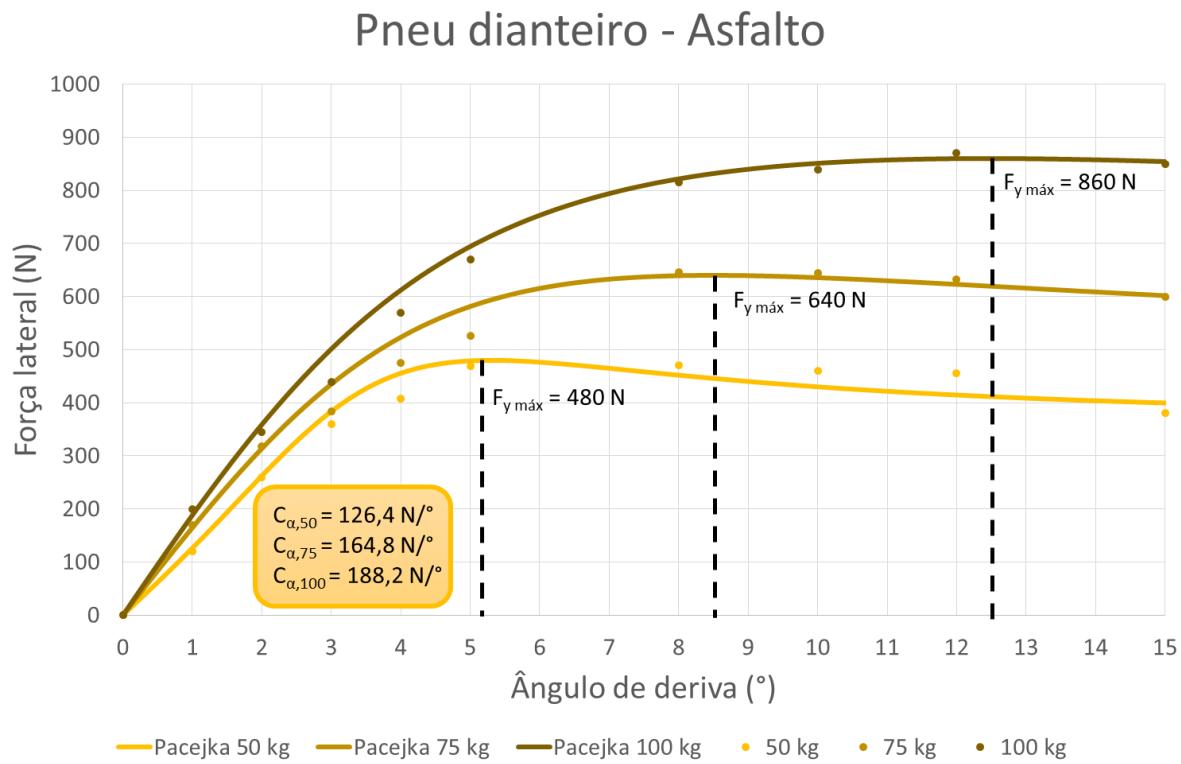


Figura 15 – Curvas de força lateral por ângulo de deriva do pneu dianteiro, variando a carga vertical, retirado de [12]

Pneu traseiro - Asfalto

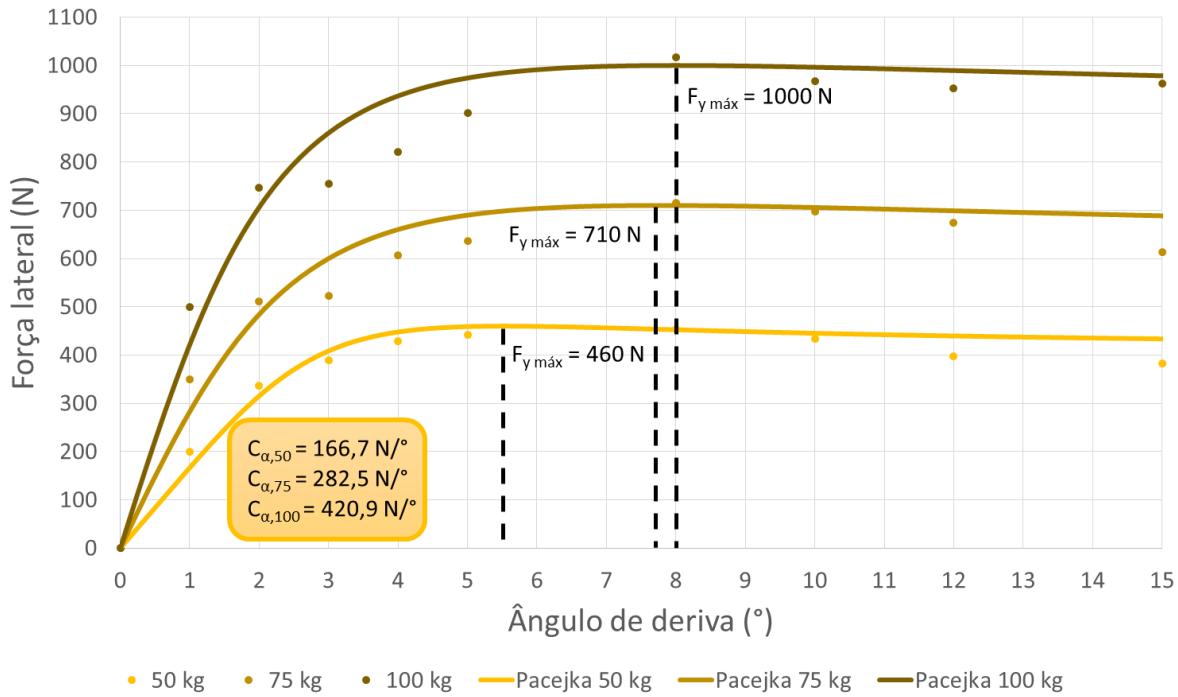


Figura 16 - Curvas de força lateral por ângulo de deriva do pneu traseiro, variando a carga vertical, retirado de [12]

Para obter o coeficiente de atrito do pneu com o solo, procurou frear o carro no limite do escorregamento dos pneus e obter a desaceleração máxima do carro. O valor desse coeficiente é igual à máxima desaceleração em g (gravidade), ou seja, 0.97.

$$F_{x,max} = ma_{x,max} = m\mu_{pneu}g$$

$$\mu_{pneu} = \frac{a_{x,max}}{g} \cong \frac{0.9g}{g} = 0.9$$

4.4.2. Parâmetros iniciais e geométricos

Na figura 17 estão apresentados os parâmetros do protótipo de testes.



Figura 17 – Parâmetros inerciais e geométricos, adaptado de [13]

Para a obtenção dos momentos de inércia foi utilizada uma metodologia proposta por [14], que consiste na medição do período de oscilação do veículo sobre uma plataforma suspensa como mostrado na figura 18. A equação (22) foi utilizada para os três momentos de inercia.

$$J_{veículo} = m_{veículo}gL \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{L}{g} \right) + m_{plat}gL_{plat} \left(\frac{T^2 - T_{plat}^2}{4\pi^2} \right) \quad (22)$$

Onde

$m_{veículo}$	massa do veículo
m_{plat}	massa da plataforma
L	distância do centro de gravidade do veículo à articulação do pêndulo
L_{plat}	distância da plataforma à articulação do pêndulo
T	período de oscilação do conjunto plataforma e veículo
T_{plat}	período de oscilação da plataforma, sem o veículo

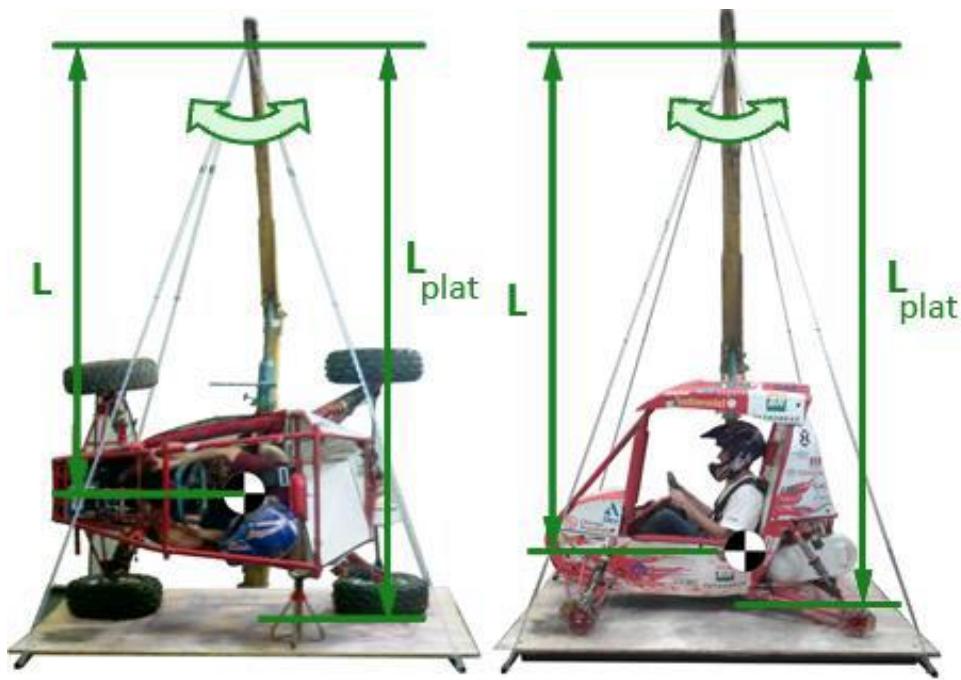


Figura 18 - Plataforma suspensa para ensaios, adaptado de [13]

A massa do veículo foi obtida pesando-se o carro com quatro balanças, uma em cada roda, onde foi possível obter a posição lateral e longitudinal do centro de gravidade. A altura do centro de gravidade foi obtida pela inclinação do carro até a posição de estabilização, como mostrado na figura 19. Esse dado será importante para o estudo da transferência lateral de carga, parâmetro que interfere na variação de carga sobre os pneus, e, consequentemente, interfere na força lateral desenvolvida pelo veículo.

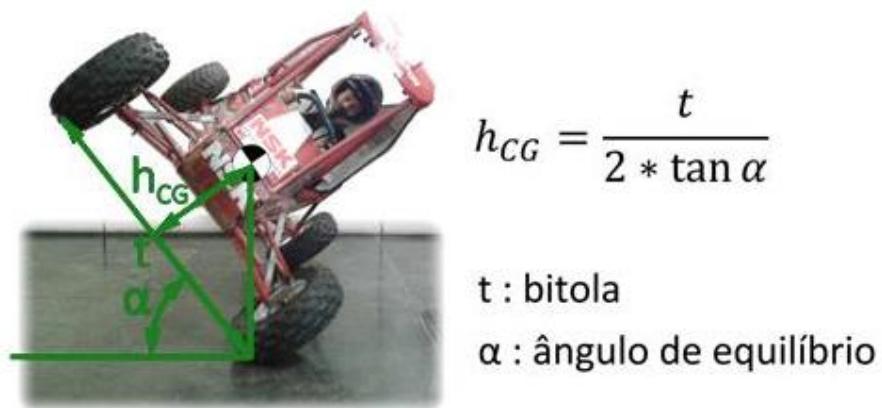


Figura 19 - Medição da altura do centro de gravidade, adaptado de [13]

Assim, a tabela 2 resume todo o resultado da estimativa dos parâmetros estáticos do veículo.

Tabela 2 - Parâmetros do protótipo Baja SAE

Parâmetro	Valor
$C_{\alpha f}$	7452.23 N/rad
$C_{\alpha r}$	9745.23 N/rad
l_f	0.725 m
l_r	0.705 m
m	223.5 kg
I_{xx}	41.6 $kg \cdot m^2$
I_{yy}	56.4 $kg \cdot m^2$
I_{zz}	63.1 $kg \cdot m^2$
h	0.450 m
l_t	0.630 m
μ_{pneu}	0.9

4.4.3. Estimativa do comportamento dinâmico

Essa seção tem como finalidade obter as faixas de atuação necessárias dos sensores.

A Equipe Poli de Baja possui um sistema de telemetria que possui sensores de velocidade dos dois eixos, sensor de pressão da linha de freio e sensor de esterçamento. Portanto, é necessária somente a busca pelos sensores de aceleração lateral e velocidade de guinada.

Inicialmente, deve-se saber qual a faixa de aceleração lateral e velocidade de guinada que o protótipo de testes alcança em seu funcionamento. Lembrando que o sistema de controle de estabilidade funciona somente a partir dos 20 km/h.

Para obter a máxima aceleração lateral, realizou-se o teste de raio de curva constante como mostrado em [10]. O resultado pode ser observado na figura 20.

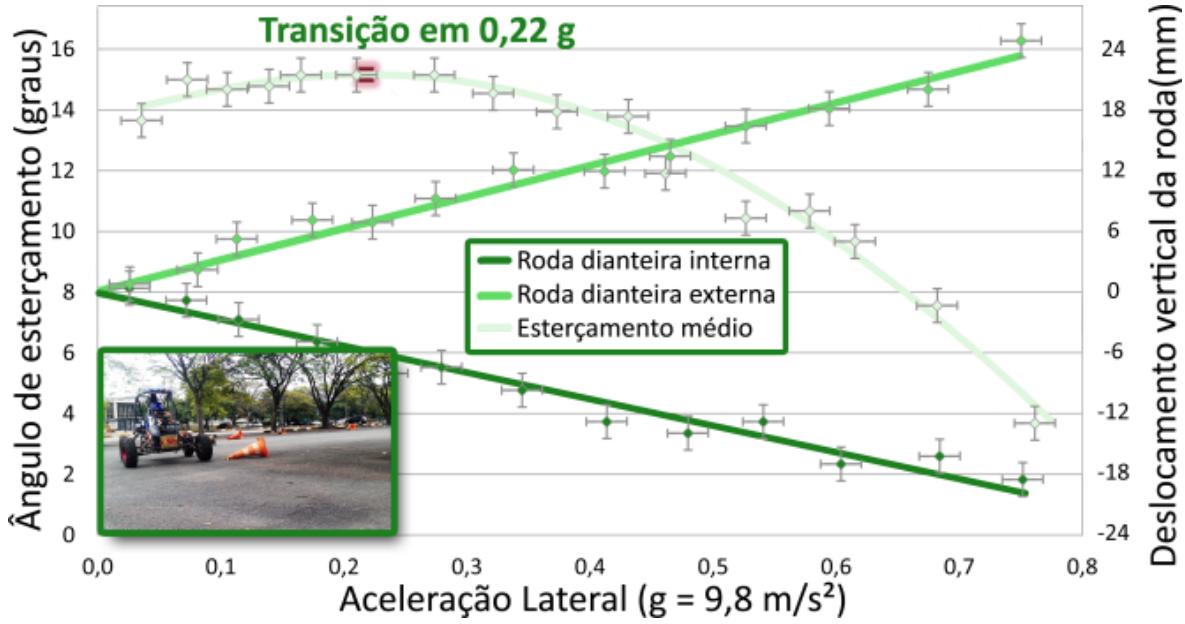


Figura 20 - Resultado do teste de raio de curva constante, retirado de [13]

Observa-se que o protótipo apresenta um limite de desenvolvimento de aceleração lateral próximo a 8 m/s^2 , e que o carro apresenta um comportamento sobre-esterçante para valores superiores a $2,2 \text{ m/s}^2$, ou seja, a partir dessa aceleração lateral o carro possui tendência a apresentar instabilidade.

A velocidade máxima do protótipo é definida pela rotação máxima do motor na menor redução do sistema de transmissão, que é igual a 63 km/h.

Utilizando desses dados, é possível obter uma estimativa de máxima velocidade de guinada. Partindo da equação da aceleração centrífuga temos:

$$a_y = \frac{V_x^2}{R} = \dot{\psi} V_x \quad (23)$$

$$\dot{\psi}_{max} = \frac{a_{y,max}}{V_{x,min}} = \frac{10 \text{ m/s}^2}{5,55 \text{ m/s}} = 1,8 \text{ rad/s} \quad (24)$$

$$\dot{\psi}_{min} = \frac{a_{y,min}}{V_{x,max}} = \frac{2,15 \text{ m/s}^2}{17,5 \text{ m/s}} = 0,12 \text{ rad/s} \quad (25)$$

Assim, a faixa de valores que os sensores deverão apresentar um bom funcionamento está descrito nas equações 26 e 27.

$$2 < a_{y,sensor} < 10 \text{ m/s}^2 \quad (26)$$

$$0,1 < \dot{\psi}_{sensor} < 2 \text{ rad/s} \quad (27)$$

4.5. Eletrônica

O subsistema eletrônico do projeto pode ser dividido basicamente em controlador, sensores e interface.

4.5.1. Controlador

O controlador escolhido foi o *atmega328*, pois consegue atender aos requisitos de projeto e é bastante difundido pela comunidade, já que integra a placa de desenvolvimento de protótipos *arduino*, o que garante um maior acervo de bibliotecas e projetos prontos, além da própria ajuda de outros usuários. A tabela 3 mostra os controladores analisados segundo custo e facilidade de uso.

Tabela 3 – Análise de controladores.

Controlador	PIC16F886	ATmega328	ARM Cortex-M3
Custo	Baixo	Baixo	Alto
Facilidade de uso	Médio	Alto	Alto

Os requisitos do controlador estão listados abaixo:

- Possuir no mínimo 3 timers;
- Possuir no mínimo 14 I/O;
- Possuir no mínimo 2 ADC;
- Frequência mínima de 16 MHz;

Foi utilizada a placa de desenvolvimento *arduino uno*, pois possui um ATmega328, pode ser alimentado com 12V, possui um conversor para 5V que alimentará grande parte do circuito, e possui um conversor para 3.3V que será utilizado para comunicação com o MPU6050.

4.5.2. Sensores

4.5.2.1. Unidade de medição inercial

Para a obtenção da aceleração lateral e velocidade angular do veículo, optou-se pelo sensor MPU6050, que consegue abranger os limites de medição proposto no projeto, possui comunicação I2C para transferência de dados, diminuindo a utilização de pinos do controlador, e, assim como o controlador, possui muitas bibliotecas compatíveis e projetos desenvolvidos de livre acesso.

O sensor possui um acelerômetro e um giroscópio tipo MEMS. São 3 eixos para o acelerômetro e 3 eixos para o giroscópio, sendo ao todo 6 graus de liberdade.

Para facilitar a implementação, optou-se pela utilização da placa GY521 que possui o sensor com os periféricos necessários. A figura 21 mostra o esquemático desta placa.

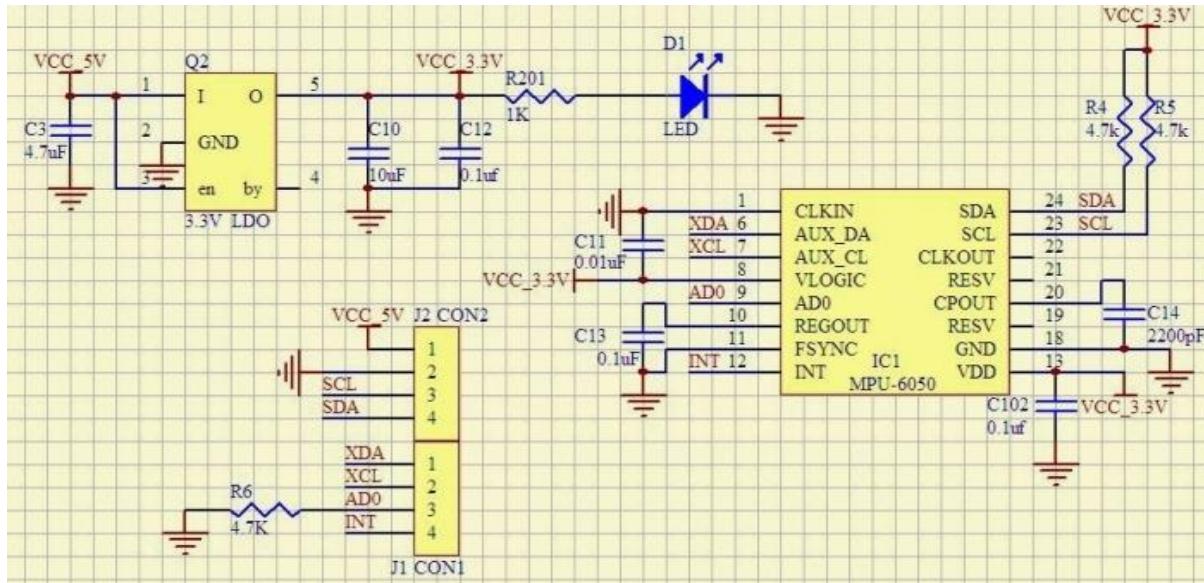


Figura 21 – Esquemático da placa GY521, retirado de [15]

O MPU6050 pode trabalhar em diversos alcances de aceleração e velocidade angular, para o projeto utilizou-se $\pm 2\text{ g}$ e $\pm 250^\circ/\text{s}$, valores compatíveis com o protótipo veicular que maximizam a resolução. Seu posicionamento será próximo ao eixo de

rolagem do carro para minimizar as variações de aceleração do corpo suspenso. A figura 22 mostra a posição esperada do sensor.

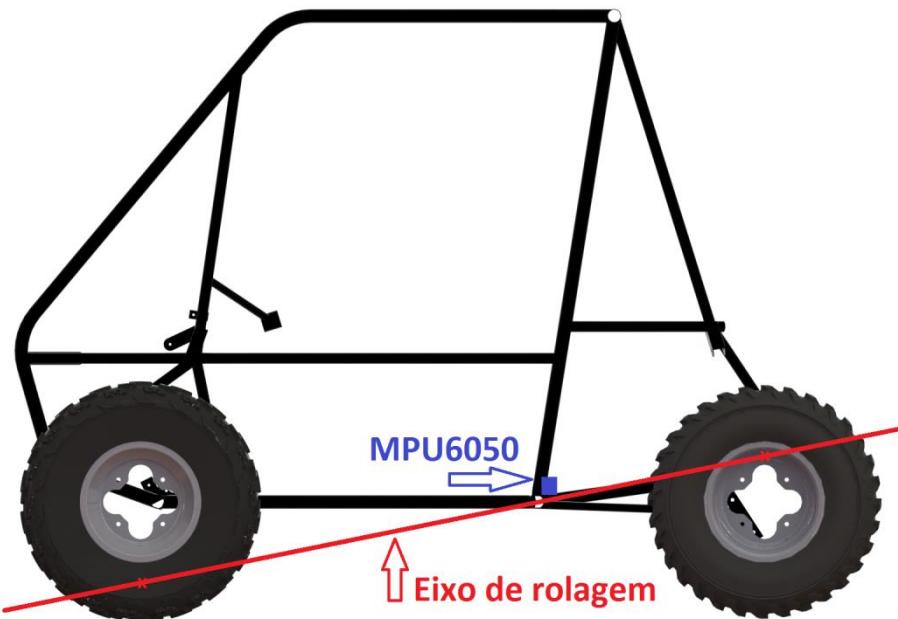


Figura 22 - Posicionamento do sensor inercial próximo ao eixo de rolagem

4.5.2.2. Sensor indutivo de relutância variável

Para medição das velocidades das rodas, escolheu-se o sensor indutivo, pois é amplamente empregado na indústria automobilística para medição de velocidade e também é utilizado pela Equipe Poli de Baja. Além disso, são conhecidos por serem leves e robustos.

Este sensor possui um imã permanente em conjunto com um material de um material de baixa relutância envolvido por uma bobina. Assim, uma variação de relutância após a bobina induz uma tensão nela. Esse sinal é processado por um circuito interno do sensor que responde com a tensão de alimentação ou terra, dependendo da relutância da proximidade. A figura 22 mostra o modelo físico do sensor.

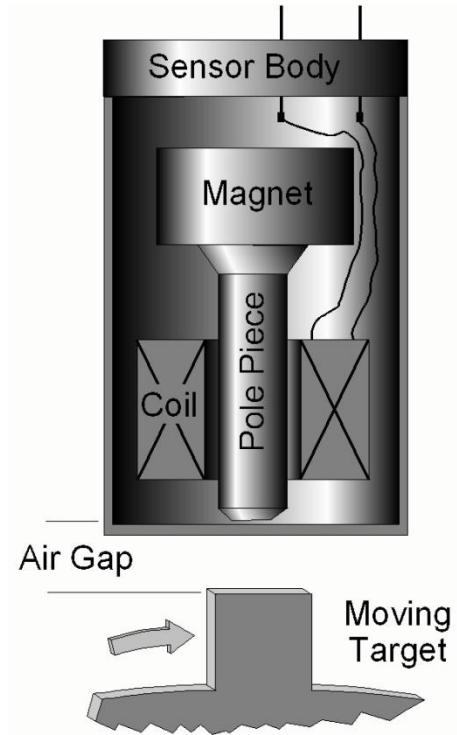


Figura 23 – Modelo do sensor indutivo, retirado de [16]

Para o projeto, escolheu-se o sensor da fabricante Honeywell modelo 1GT103DC. Ele será acoplado ao carro de forma a estar direcionado para partes rotativas, como mostrado na figura abaixo.

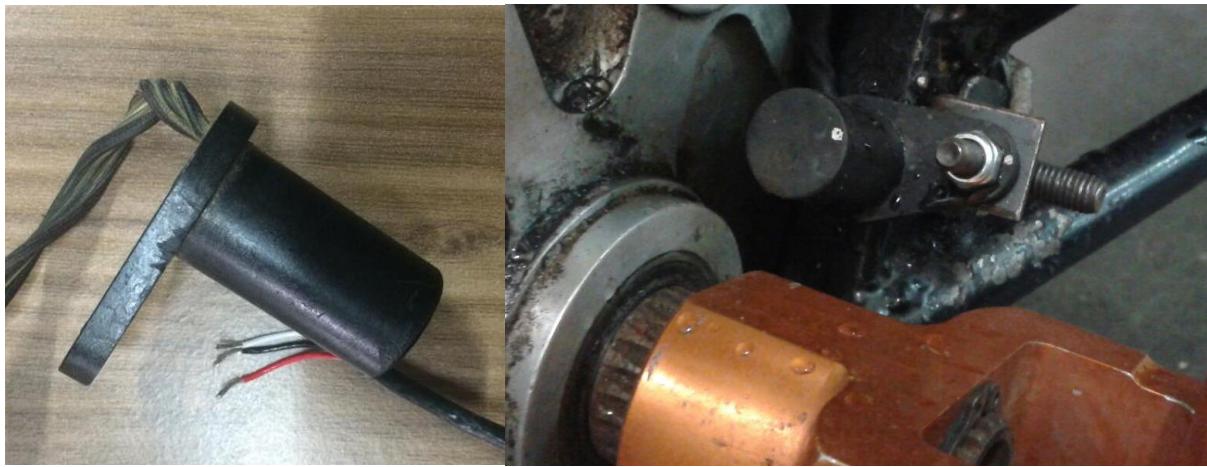


Figura 24 - Sensor 1GT103DC

4.5.2.3. Sensor de esterçamento das rodas

O sensor utilizado é um potenciômetro acoplado a uma corda com mola de retorno. A ponta da corda é fixada à cremalheira do sistema de direção do carro de forma que, com a geometria do carro, é possível relacionar esterçamento das rodas com tensão de saída do potenciômetro. A figura 25 ilustra uma foto do sensor.

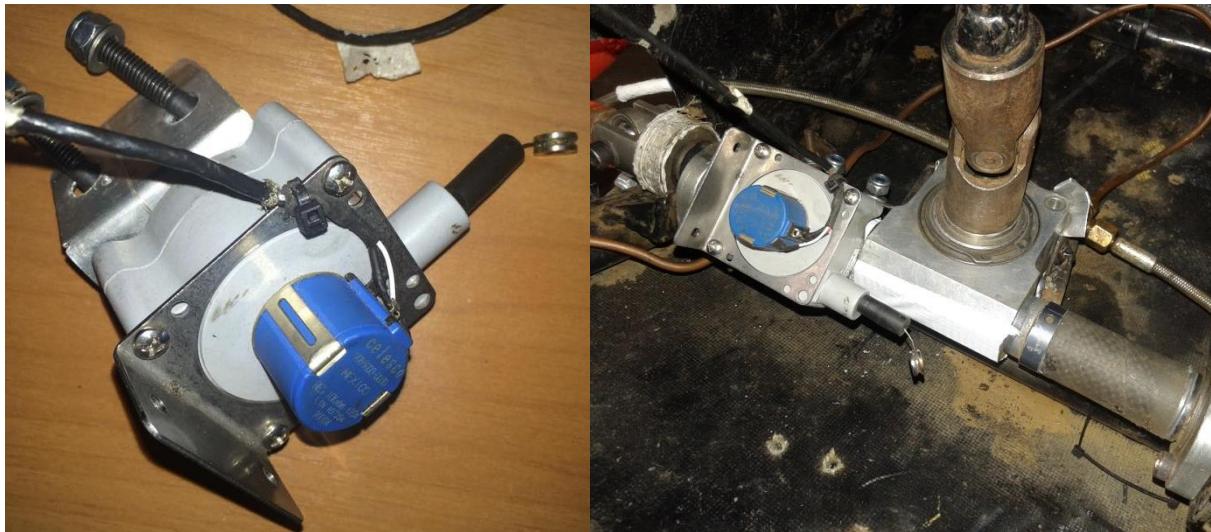


Figura 25 – Sensor de esterçamento

Para obter o esterçamento das rodas a partir do deslocamento da cremalheira, foi utilizado o software *ADAMS CAR*, onde foi plotado o esterçamento da roda pelo deslocamento da cremalheira a partir de uma simulação de esterçamento do veículo.

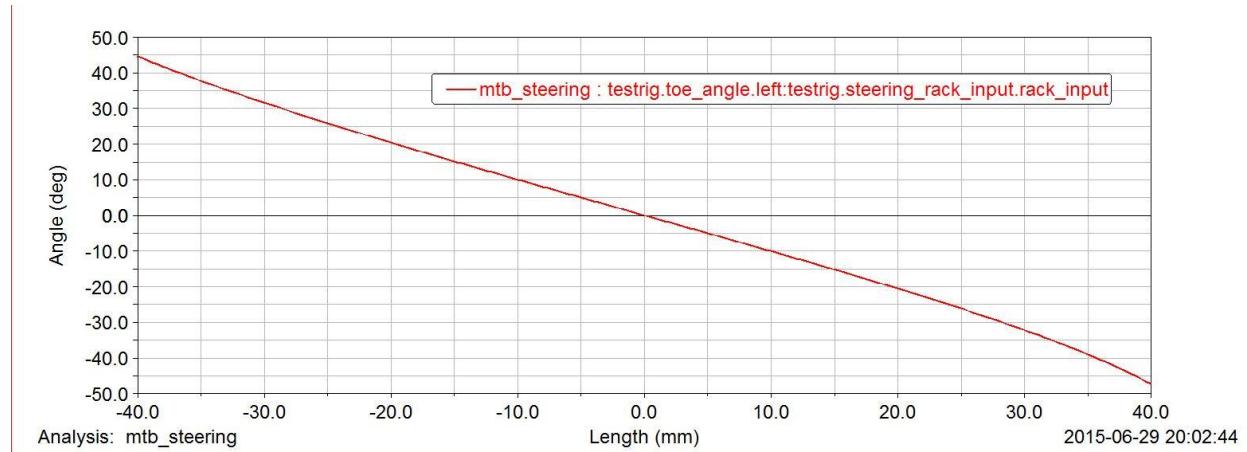


Figura 26 - Gráfico do ângulo da roda pelo deslocamento da cremalheira

Do gráfico representado na figura 26, foi simplificada uma equação para relacionar deslocamento da cremalheira medido com o esterçamento da roda, adotando-se pequenos esterçamentos, mostrada na equação 28.

$$\text{esterçamento da roda } (\circ) \equiv \text{deslocamento da cremalheira } (mm) \quad (28)$$

Para relacionar deslocamento da cremalheira com tensão, foi obtida empiricamente a resistência de saída do sensor para um deslocamento definido. A tabela 4 mostra essa relação, juntamente com a tensão de saída esperada segundo a equação 29. O gráfico ilustra esse resultado, reforçando a hipótese de Vcc estável em 5V.

$$V_{out} = V_{cc} \left(\frac{R}{R_{max}} \right) \quad (29)$$

Tabela 4 - Relação deslocamento por resistência do sensor de esterçamento

Deslocamento (mm)	Resistência (ohm)			Tensão (V)	
	V+ para 0	GND para 0	Rmax (soma)	Vcc	Vout
40	9.74	0.21	9.95	5	4.8945
50	9.47	0.47	9.94	5	4.7636
60	9.18	0.75	9.93	5	4.6224
70	8.9	1.03	9.93	5	4.4814
80	8.58	1.32	9.9	5	4.3333
90	8.31	1.6	9.91	5	4.1927
100	8.03	1.88	9.91	5	4.0515

É possível obter do gráfico 27 a seguinte equação, onde 'd' é o deslocamento da cremalheira e o offset é a diferença entre as posições iniciais da cremalheira e do potenciômetro, proveniente da intalação do sensor no carro. Substituindo a equação 27 na 2a8, temos a relação entre esterçamento e tensão obtida (equação 30).

$$V_{out} = -0.0141 (d + \text{offset}) + 5.467 \quad (29)$$

$$\text{esterçamento da roda } (\circ) \equiv \frac{5.467 - V_{out}}{0.0141} - \text{offset} \quad (30)$$

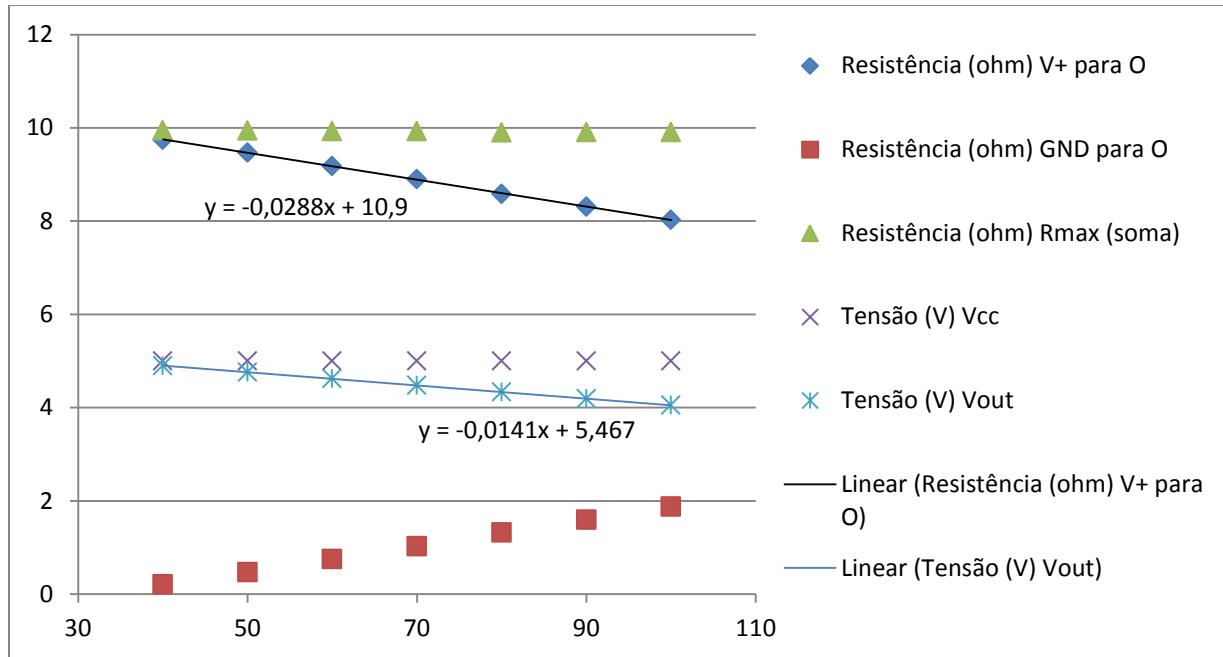


Figura 27 - Gráfico dos resultados do sensor de esterçamento

4.5.2.4. Sensor de pressão

O sensor de pressão da linha de freio utilizado é um produto da *Race Technology* (figura 28). Sua faixa de operação é de 0 até 25 Mpa, valor alto relativamente ao constatado no protótipo baixa. Esse protótipo dificilmente ultrapassa 8 MPa, com base na geometria dos componentes e força do piloto. Seu sinal de saída varia de 0,5 até 4,5 V, portanto temos a relação de pressão (P) e tensão de saída (V) mostrada na equação 31.

$$P = \frac{25}{4} V_{out} = 6.25 V_{out} \quad (31)$$

Conhecendo-se a pressão, é possível obter a força de frenagem a partir de alguns parâmetros do carro. Esses parâmetros foram listados com seus valores na tabela 5. E a equação 32 mostra a força de frenagem por pressão da linha de freio.

$$F_x = \frac{R_{pastilha}}{R_{roda}} \mu \frac{\pi D_{embolo}^2}{4} P = 1.239 * 10^{-4} P \quad (32)$$

Tabela 5 - Parâmetros do sistema de freios

Parâmetro	Valor
Diâmetro do êmbolo	0.033
$\mu_{disco\ pastilha}$	0.41
Raio de atuação da pastilha	0.083
Raio do pneu	0.255



Figura 28 - Sensor da pressão da linha de freios

4.5.3. Interface

Para o projeto da interface, pensou-se em dois usuários. O usuário comum terá acesso a três informações transmitidas por LEDs:

1. LED verde - Sistema está ligado – O sistema está apto para atuação;
2. LED azul - Sistema está atuando – O sistema em modo de atuação;
3. LED vermelho - Sistema está com problema – O sistema não está funcionando corretamente

Além do acesso aos três estados do carro, o usuário comum terá possibilidade de ligar e desligar o sistema. Para o segundo usuário, que desenvolve o projeto, as informações adicionais transmitidas serão:

1. Velocidade da roda dianteira e traseira;
2. Aceleração lateral;
3. Velocidade de guinada;
4. Esterçamento;
5. Pressão da linha de freio.

A figura 29 mostra a interface do sistema.



Figura 29 - Interface parcial ligada

O display escolhido para o projeto foi do módulo LCD 1602A, de baixo custo e que mostra uma tela de 2 linhas de 16 caracteres cada, com contraste regulável. Por não conseguir mostrar todos os dados na tela, foi adicionado um botão para alterá-los na tela.

4.5.4. Esquemático

Na figura 30, tem-se o esquemático do projeto. Os sinais dos sensores são direcionados para o *arduino*, e este envia sinais para o LCD, válvulas e LED's. Os LED's possuem resistores em séries que dependem da tensão de alimentação e da corrente limiter que pode passar por eles. O botão possui um resistor de *pull-up*. O potenciômetro serve para alterar o contraste da tela.

A tabela 6 é mostrada a lista de materiais.

Tabela 6- Lista de materiais

Category	Quantity	References	Value
Resistors	2	R2-R3	330
Board	1	ARDUINO	ARDUINO UNO R3
Battery	1	BATERIA	12V
Button	2	CHAVE LIGA,TROCA DE TELA	
LED	1	LED ERRO	LED-RED
LED	1	LED ESP	LED-BLUE
LED	1	LED LIGADO	LED-GREEN
Resistors	1	RBT	10k
Potentiometer	1	RV1	10k
Resistors	1	RLED1	1k
Sensor	1	SENSOR INERCIAL	MPU-6050
LCD	1	TELA LCD 16X2	LCD1602A

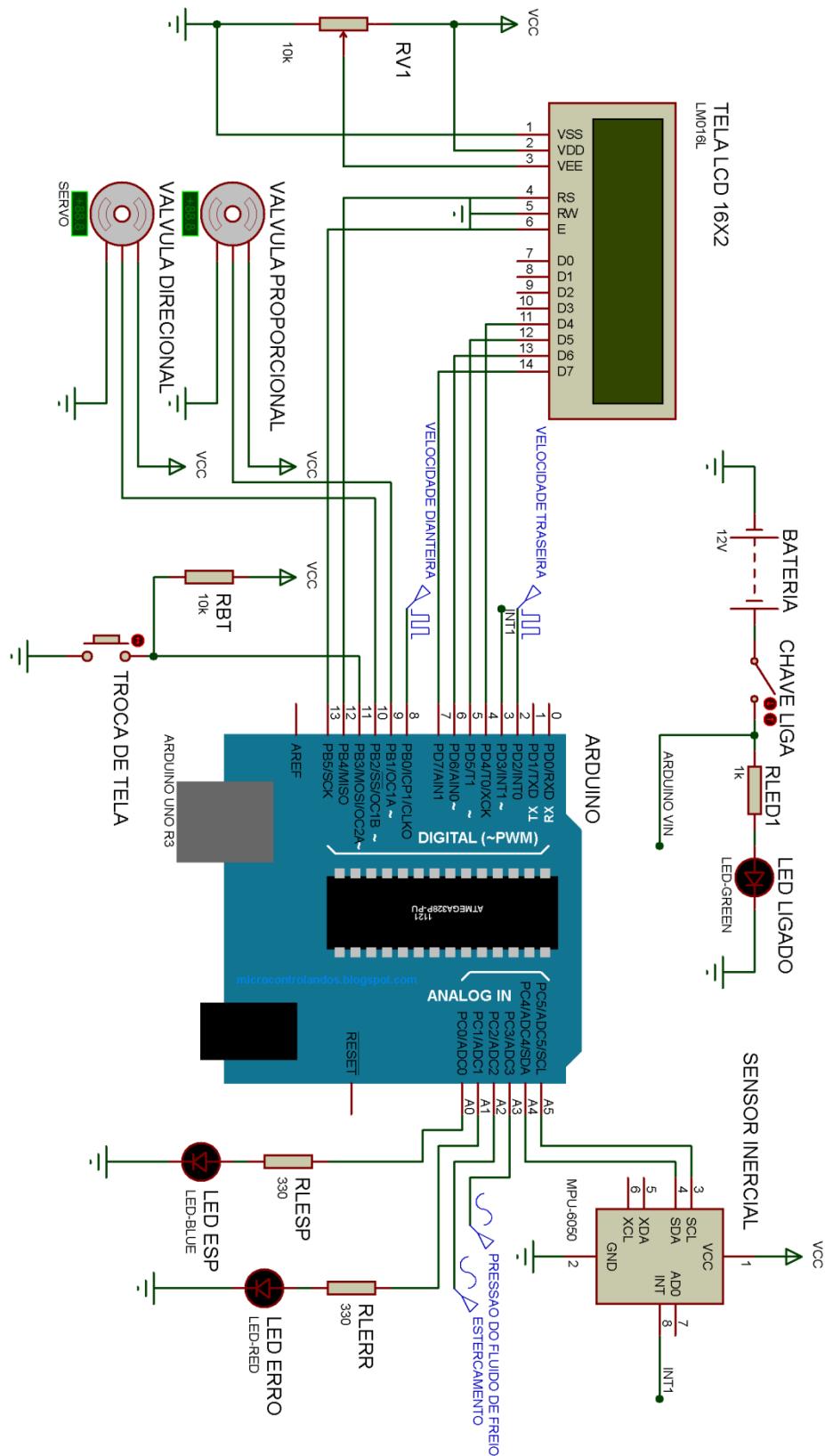


Figura 30 – Esquemático

4.5.5. Fixação do subsistema eletrônico

Para a fabricação do circuito optou-se por não utilizar placas impressas ou furadas, devido ao seu espaço ocupado. Utilizou-se uma caixa plástica que permite a fixação dos componentes de forma segura, protege o sistema e é fácil de ser fixada ao carro. Foram adicionados conectores para facilitar a instalação e remoção dos sensores.

O projeto foi realizado em CAD, como mostrado nas figuras 31 e 32. Julgou-se não necessário o desenho de conjunto devido aos posicionamentos dos componentes não possuírem tolerâncias e as fixações serem simples, sendo parafusos, fita adesiva dupla face ou fixação própria.

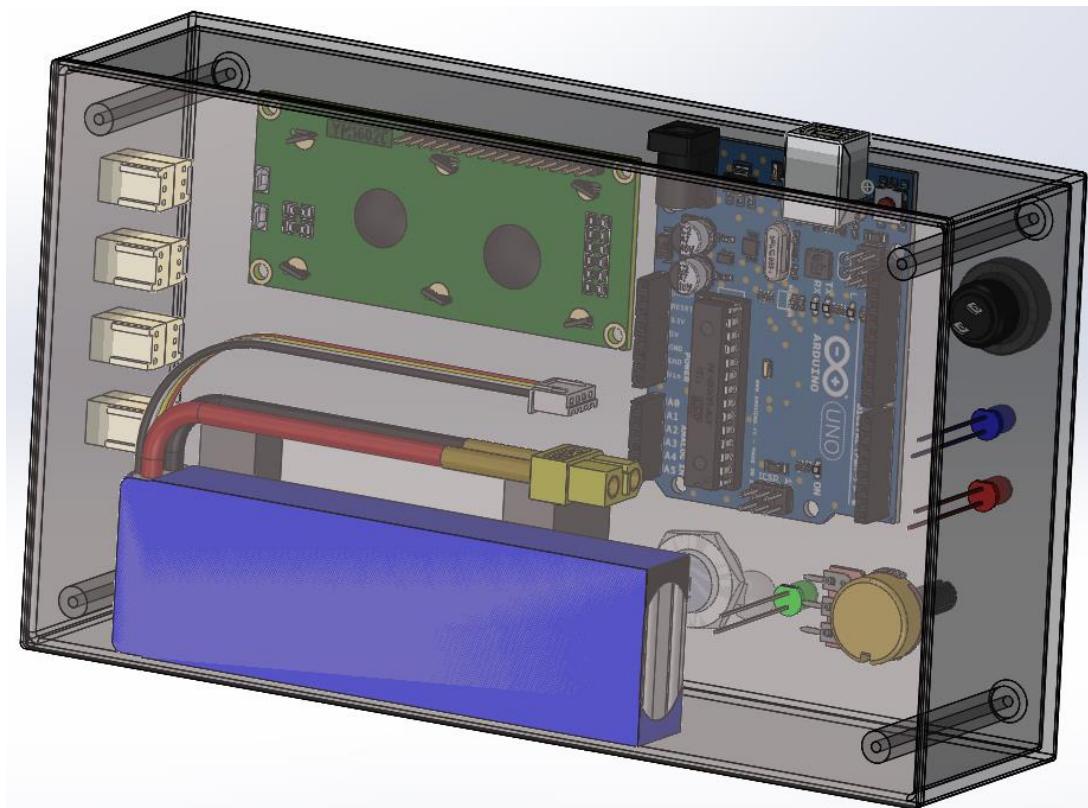


Figura 31 - Caixa com eletrônica interna em CAD



Figura 32 - Frente da caixa com interface em CAD

4.5.6. Módulo eletrônico montado

As figuras 33 e 34 mostram o resultado da fabricação do módulo eletrônico.

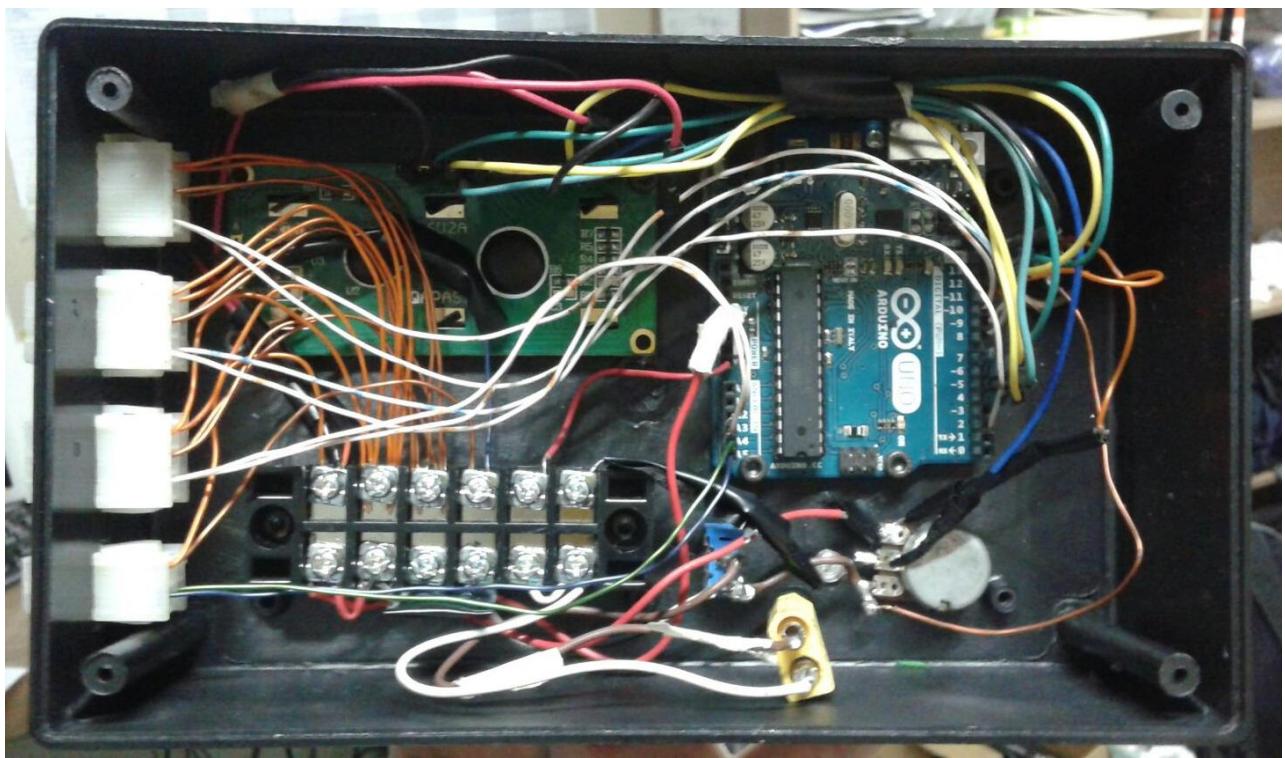


Figura 33 – Caixa com circuito parcial montado



Figura 34 - Tampa da caixa com bateria fixada

4.6. Mecânica

4.6.1. Modelo do sistema de freio

O sistema de freio do protótipo possui duas linhas, a que direciona o fluido para as pinças dianteiras e a que direciona para as traseiras. Como o acionamento é realizado por um único pedal, o sistema possui uma barra de balanceamento para regular a diferença de pressão entre linhas, e assim, conseguir ajustar o comportamento a frenagem do veículo. O sistema pode ser modelado simplificadamente pela figura 35.

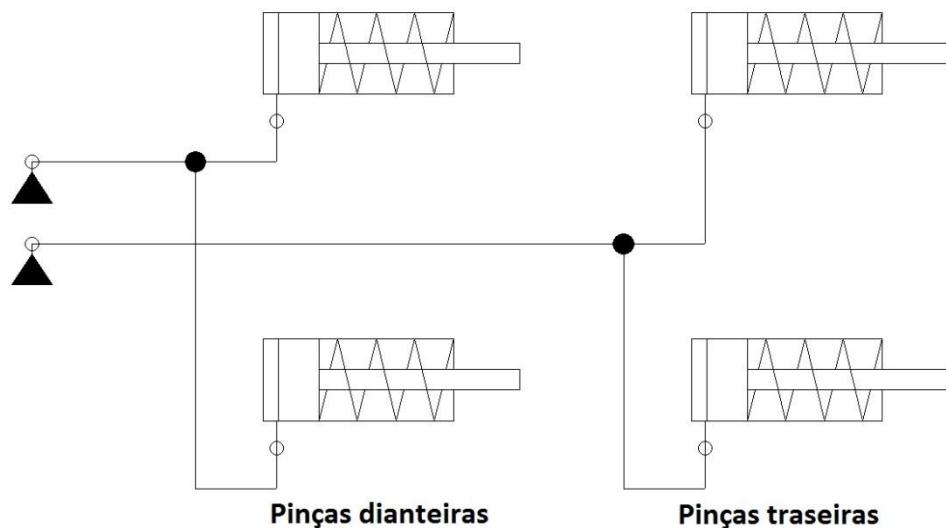


Figura 35 - Modelo simplificado do sistema de freios

Os sistemas de atuação do controle de estabilidade é acionado devido a um fluido pressurizado por uma bomba. O fluido é direcionada para cada roda com a pressão desejada a partir de um módulo hidráulico. Uma maneira simples de validar o sistema é utilizar um acumulador de fluido de freio pressurizado, uma válvula direcional, uma válvula proporcional e um sensor analógico de pressão. O modelo pode ser visualizado na figura 36.

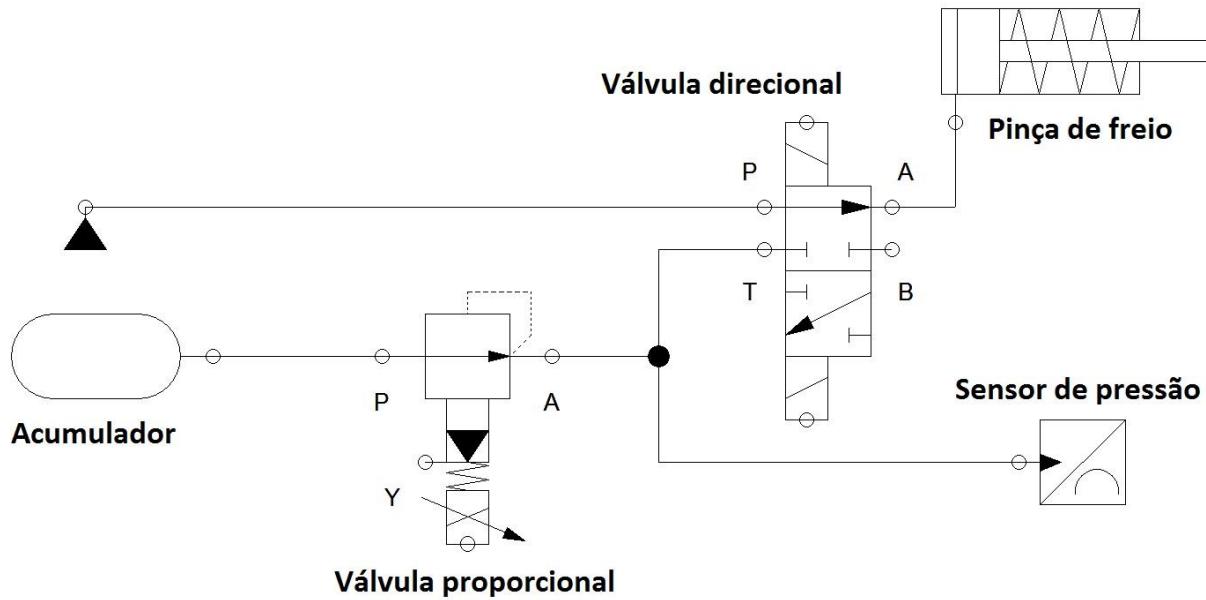


Figura 36 - Sistema de atuação do freio automatizado

O sistema de atuação do freio recebe um sinal de que deve atuar, e trabalha para garantir a frenagem desejada nas rodas. É fundamental evitar o escorregamento das rodas para garantir controlabilidade do veículo, isso pode ser verificado comparando a velocidade das rodas, de forma que uma diferença muito grande de velocidades pode estar relacionada com o travamento da roda.

O sensor de pressão na linha é fundamental para o controle realizado pela unidade hidráulica responsável pelo acionamento das válvulas, pois garante um sistema de controle em malha fechada.

4.7. Controle

Para se determinar como e quando o sistema deverá atuar, montou-se inicialmente um fluxograma para esquematizar seu funcionamento (figura 37). Com base nele, será explicado o funcionamento do sistema.

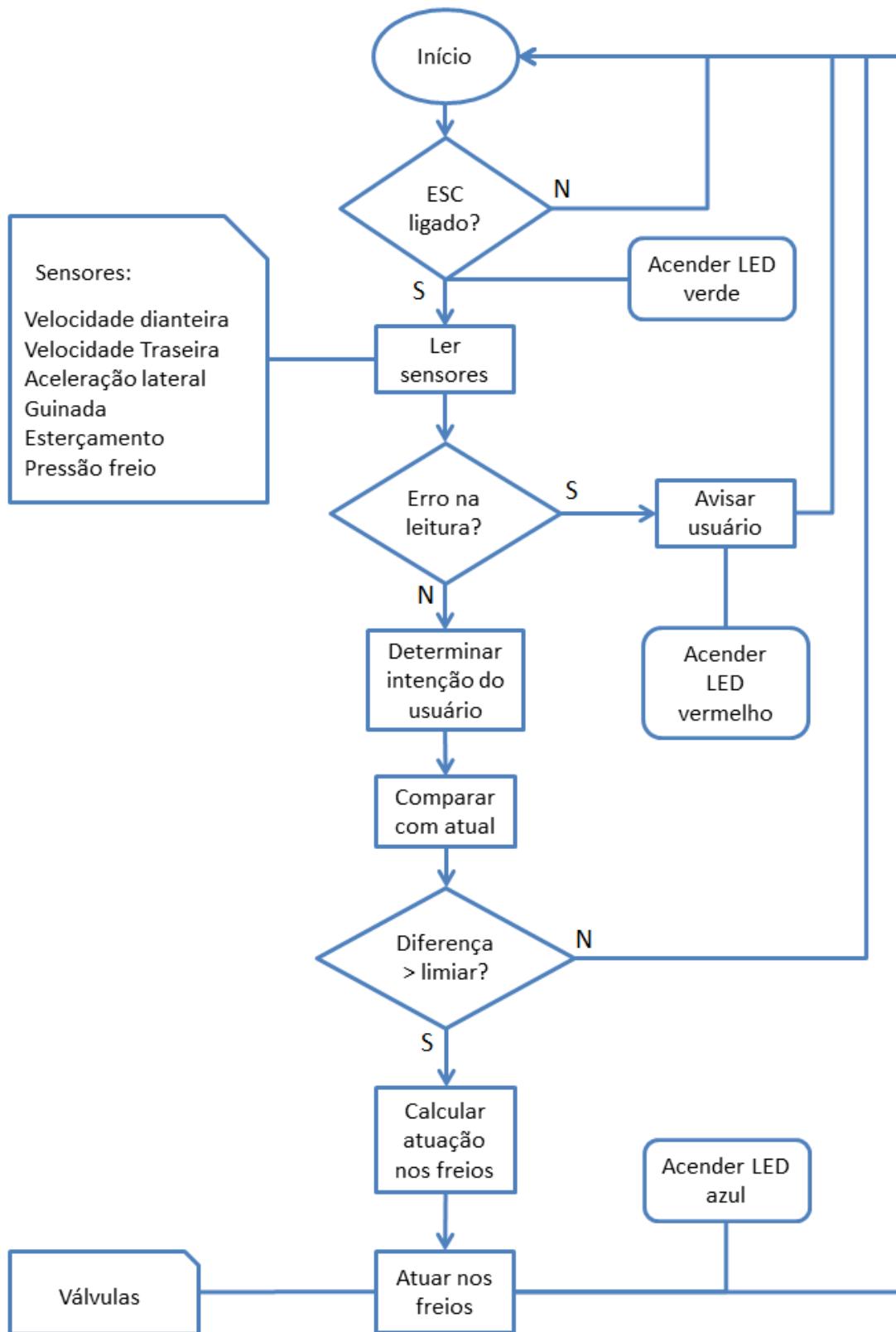


Figura 37 - Fluxograma de funcionamento do sistema

A intenção do usuário pode ser estimada a partir do modelo do veículo em regime estável para uma condição comum, ou seja, solo de asfalto, pressão dos pneus corretamente calibrados, velocidade compatível com curva, entre outras condições. Essa intenção é estimada a partir das equações 1 e 33, esta que considera somente a influência dos pneus para a obtenção do coeficiente de subesterçamento, desprezando todos os outros citados na tabela 1, consequentemente, temos a equação 34.

$$K_{tires} = \frac{l_r m}{2C_{af}(l_f + l_r)} - \frac{l_f m}{2C_{ar}(l_f + l_r)} \quad (33)$$

$$\delta = \frac{l_f + l_r}{R} + K_{tires} a_y = \frac{l_f + l_r}{R} + \left(\frac{l_r m C_{ar} - l_f m C_{af}}{2C_{af} C_{ar} (l_f + l_r)} \right) \frac{V_x^2}{R} \quad (34)$$

Isolando $\frac{1}{R}$ e substituindo da equação 20, obtém-se a velocidade de guinada em relação ao esterçamento das rodas e velocidade do veículo, mostrado na equação 35.

$$\dot{\psi}_{des} = \frac{V_x}{R} = \frac{V_x}{l_f + l_r + \frac{m V_x^2 (l_r C_{ar} - l_f C_{af})}{2C_{af} C_{ar} (l_f + l_r)}} \delta \quad (35)$$

Esse valor é comparado com a velocidade de guinada obtida pelo sensor do carro para obtenção do erro. A situação ideal é $\dot{\epsilon}_2 = 0$, porém para definir qual o limiar aceitável deste erro, devem-se analisar os erros de medição do sensor de velocidade de guinada, e resultado de simulações. Portanto esse sensor deve ter bastante precisão e acurácia.

Uma situação que não se deve utilizar a velocidade de guinada desejada é quando esta se apresenta maior que o limite capaz de ser desenvolvido pelo veículo para aquele solo.

A aceleração lateral de um veículo pode ser definida pela equação 36, que a delimita segundo a força de atrito do pneu.

$$a_y = \dot{x}\dot{\psi} + \ddot{y} \leq F_{at} = \mu g \quad (36)$$

Supondo uma situação em que se tem pouco escorregamento lateral, ou seja, \ddot{y} é pequeno, pode se realizar a hipótese que $0,85a_y = \dot{x}\dot{\psi}$, e, portanto, tem-se a equação 37 de limite de velocidade de guinada.

$$\dot{\psi}_{limiar} = 0.85 \frac{\mu g}{\dot{x}} \quad (37)$$

Assim, têm-se as condições de acionamento do freio representadas pela figura 38.

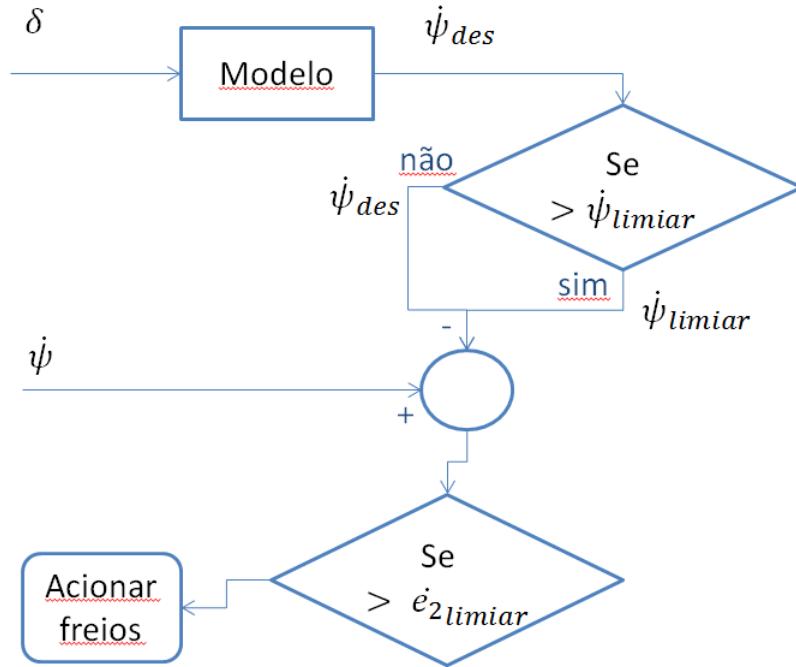


Figura 38 – Condição para acionamento dos freios

O sistema de estabilidade veicular atua sobre o conjunto carro e piloto, portanto, inicialmente será apresentado um estudo sobre a dinâmica dos dois.

Primeiro define-se o comportamento do piloto. Supõem-se que ele somente controle o erro de posição lateral e de direção. Sua entrada é obtida a partir da visão da trajetória que pode ser definida como $y = e_1 + d_s e_2$, onde d_s representa a distância entre o centro de gravidade e o ponto observado. A figura 39 esclarece essa situação. Nessa situação, a matriz de saída é representada como $C = [1 \ 0 \ d_s \ 0]$.

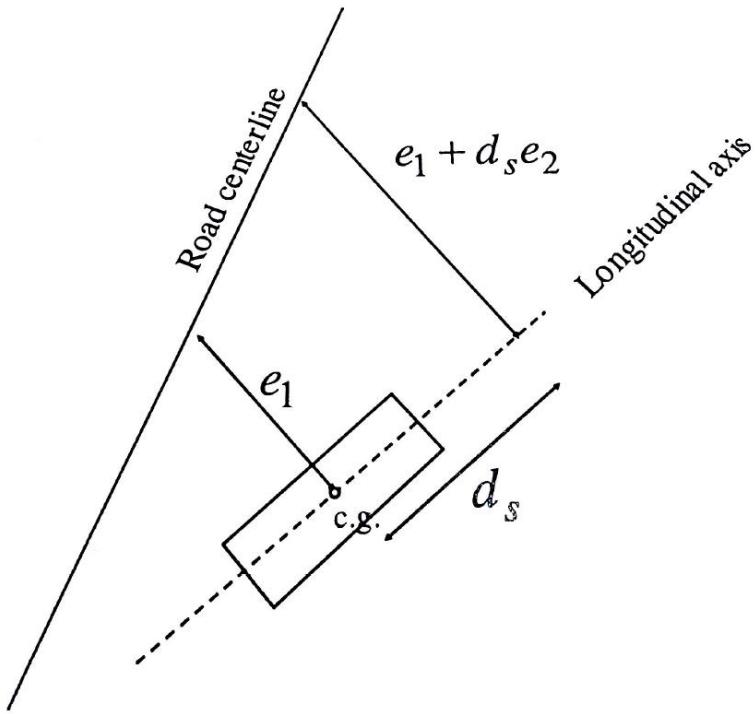


Figura 39 - Erros de trajetórias para o piloto, retirado de [1]

A partir de y , o piloto define um esterçamento para controlar o veículo. Assim é possível definir o diagrama de blocos do sistema em malha fechada, mostrado na figura 40.

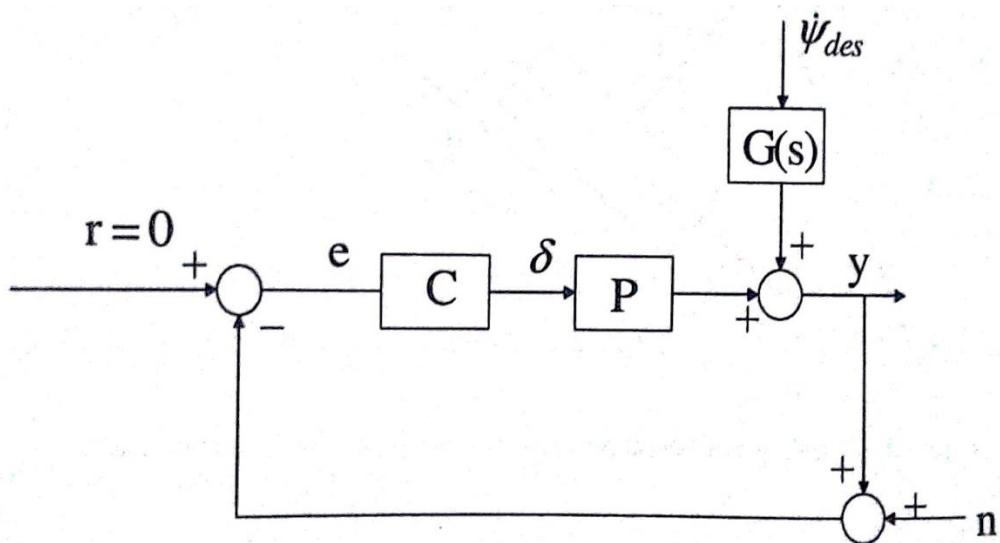


Figura 40 - Diagrama de blocos do sistema veículo com piloto, retirado de [1]

Para obtermos a função de transferência P, deve-se realizar uma transformação do espaço de estados para função de transferência. Foi utilizada a equação 21 para obtenção das matrizes de transmissão dos estados A e de entrada B referente ao esterçamento (matriz coluna). A equação 38 representa P.

$$P(s) = \frac{\det[sI-A \quad -B]}{\det[sI-A]} \quad (38)$$

Utilizando os valores da tabela 2, $d_s = 1\text{ m}$ e $V = 20\text{ m/s}$, temos a função de transferência da equação 39. Verificou-se que quanto maior d_s , os zeros ficam mais próximo do eixo real, e assim, maior o amortecimento do sistema.

$$P(s) = \frac{237.9s^2 + 2511s + 29460}{s^4 + 21.58s^3 + 151.8s^2 - 3.5 \cdot 10^{-13}s} \quad (39)$$

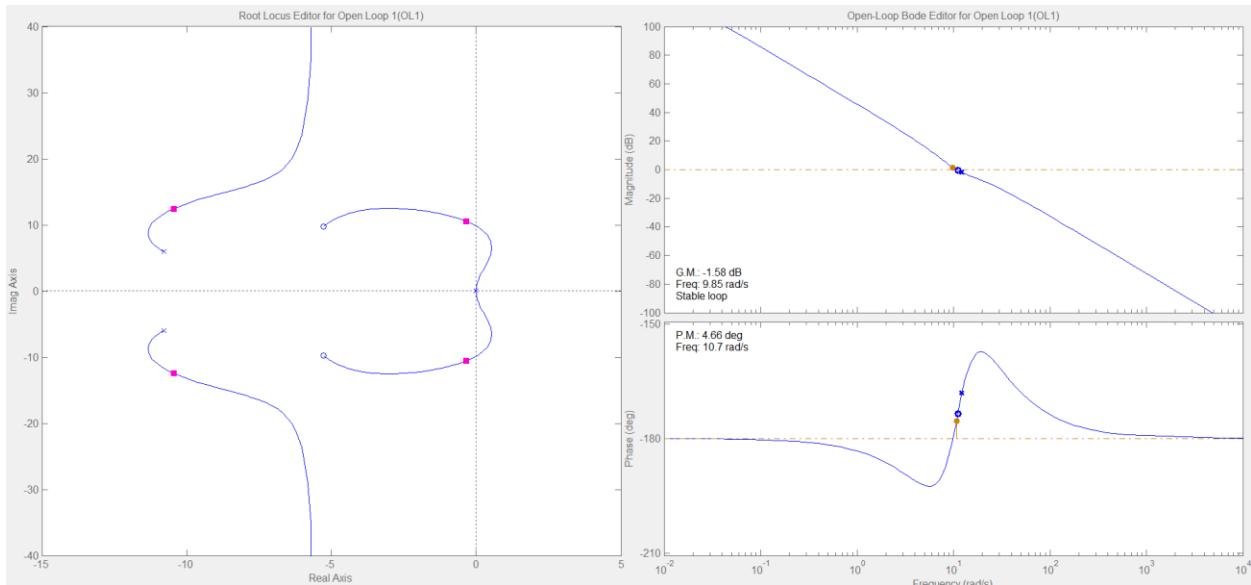


Figura 41 – Lugar das raízes e diagrama de Bode da função de transferência do veículo

Na figura 41 temos o lugar das raízes, onde é possível observar instabilidade para pequenos ganhos e estabilidade para altos ganhos. Assim o controlador poderia ser proporcional, porém será utilizado um controle por avanço de fase para garantir estabilidade em pequenos ganhos também. O controlador de avanço de fase segue o modelo da equação 40.

$$Gc(s) = k_p \frac{T_n s + 1}{T_d s + 1} \quad (40)$$

No domínio do tempo, o controlador que recebe como entrada o erro y e tem com saída o esterçamento δ , pode ser representado pela equação 41.

$$T_d \dot{\delta} + \delta = -k_p T_n \dot{y} - k_p y \quad (41)$$

Para escolha das constantes do controlador, buscou-se um sistema com um considerado sobressinal e oscilação para uma entrada degrau, assim se induziria uma rápida variação do erro y , ou seja, a derivada do erro seria grande, e, portanto, a diferença entre velocidade de guinada real e desejada também. Escolheram-se os valores iterativamente utilizando a ferramenta *sisotool* do software *MATLAB*. Assim obteve-se o controlador da equação 42. O lugar das raízes e o diagrama de Bode do veículo mais controlador podem ser visualizados na figura 42. A figura 43 mostra a resposta à entrada degrau.

$$Gc(s) = 0.05 \frac{0.4s + 1}{0.1s + 1} \quad (42)$$

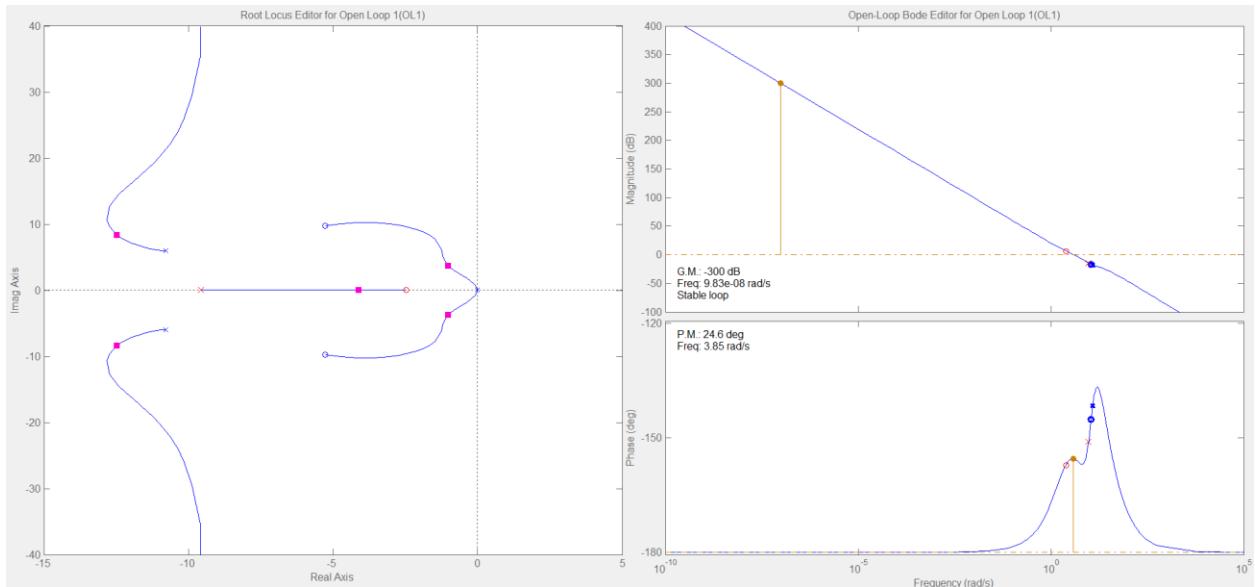


Figura 42 – Lugar das raízes e diagrama de Bode com o piloto.

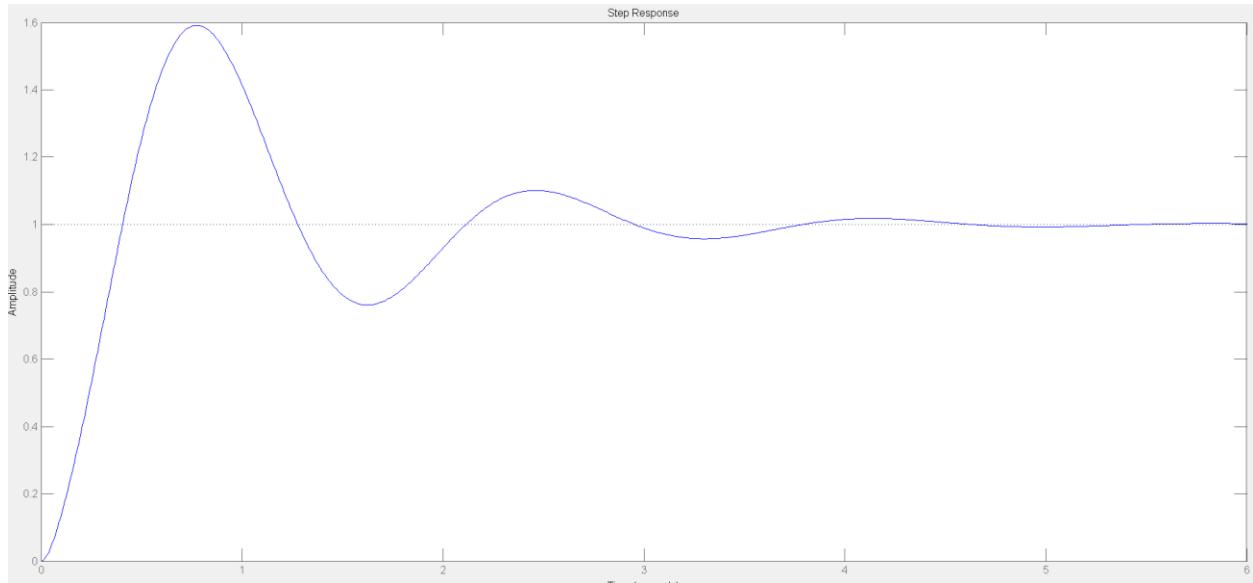


Figura 43 – Resposta a entrada do sistema veículo com piloto.

O sistema de freios atuará sobre o veículo e o piloto, portanto deve-se adicionar o piloto à matriz A. Substituindo as equações 43 e 44 na equação 41 temos as equações 45 e 46. Note que ao multiplicar a matriz C pelas matrizes das entradas o resultado é nulo.

$$y = Cx = [1 \ 0 \ d_s \ 0]x \quad (43)$$

$$\dot{y} = CAx + CB_1\delta + CB_2\dot{\psi}_{des} \quad (44)$$

$$T_d\dot{\delta} + \delta = -k_p T_n CAx - k_p Cx \quad (45)$$

$$\dot{\delta} = -\frac{\delta}{T_d} + \left(\frac{-k_p T_n}{T_d} [0 \ 1 \ 0 \ d_s] + \frac{-k_p}{T_d} [1 \ 0 \ d_s \ 0] \right) \quad (46)$$

Adicionando o controlador à planta temos o espaço de estados da equação 47.

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \\ \delta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{af}+2C_{ar}}{mV_x} & \frac{2C_{af}+2C_{ar}}{m} & -\frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{mV_x} & \frac{2C_{af}}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{I_z V_x} & \frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{I_z} & -\frac{2l_f^2 C_{af}+2l_r^2 C_{ar}}{I_z V_x} & \frac{2l_f C_{af}}{I_z} \\ \frac{-k_p}{T_d} & \frac{-k_p T_n}{T_d} & \frac{-k_p}{T_d} d_s & \frac{-k_p T_n}{T_d} d_s & -\frac{1}{T_d} \\ \left[\begin{array}{c} 0 \\ -\frac{2l_f C_{af}-2l_r C_{ar}}{mV_x} - V_x \\ 0 \\ -\frac{2l_f^2 C_{af}+2l_r^2 C_{ar}}{I_z V_x} \\ 0 \end{array} \right] \dot{\psi}_{des} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \\ \delta \end{Bmatrix} + \quad (47)$$

Para matriz de resposta C igual a diagonal unitária, obteve-se a resposta temporal de cada estado para entrada degrau unitária, figura 44. Nota-se que o controlador não conseguiu zerar os erros de posição lateral e direção, e o sobressinal da velocidade de guinada é acentuado.

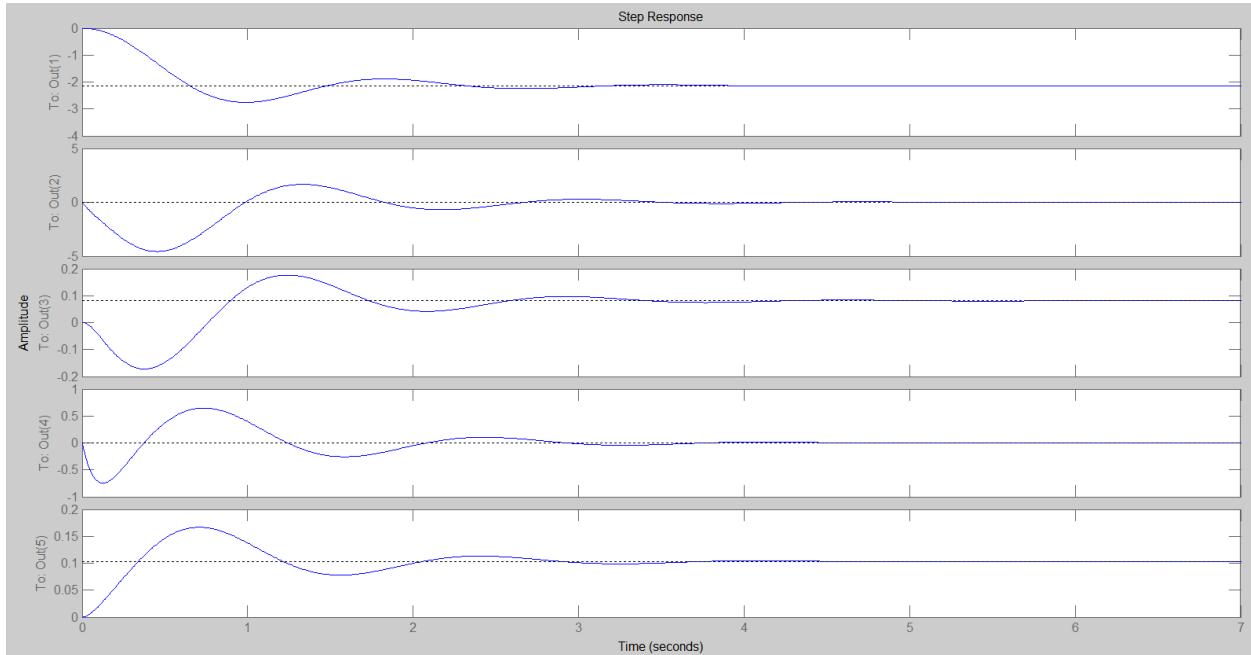


Figura 44 – Resposta do sistema veículo com piloto para uma entrada degrau unitária .

Ao adicionarmos a força de frenagem ao modelo da equação 47, tem-se a representação de entrada da força de freio na equação 48, onde l_t é metade da largura do carro.

$$B_3 u_3 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{l_t}{I_z} \\ 0 \end{pmatrix} F_f \quad (48)$$

Para o projeto do controle de freio, será utilizado o método de realimentação de estados. Assim, tem-se $u(x, t) = -K \cdot x(t)$. O modelo fica representado pela equação 49.

$$\dot{x}(t) = (A - B_3 K) x(t) + B_2 \dot{\psi}_{des} = A_{mf} x(t) + B_2 \dot{\psi}_{des} \quad (49)$$

O objetivo desse controle é reduzir o sobressinal de e_2 . Primeiramente, devem-se analisar os polos da função de transferência com saída e_2 sem a entrada dos freios. Os polos obtidos foram:

- $P_{1,2} = -12.5990 \pm 8.4647 i$
- $P_{3,4} = -1.0593 \pm 3.7252 i$
- $P_5 = -4.2619$

Com a entrada dos freios, os polos são encontrados utilizando $\det[sI - A_{mf}] = 0$. Para evitar a utilização de observadores de estados faz-se $k_1 = k_2 = k_3 = 0$, assim a entrada dos freios será proporcional somente à e_2 e δ , que são medidos nos sensores, ou seja, a entrada será calculada pela equação 50.

$$u(x, t) = -K \cdot x(t) = [0 \ 0 \ 0 \ k_4 \ k_5] \begin{pmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \\ \delta \end{pmatrix} \quad (50)$$

$$\det \begin{bmatrix} s & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & s + \frac{2C_{af} + 2C_{ar}}{mV_x} & -\frac{2C_{af} + 2C_{ar}}{m} & \frac{2l_f C_{af} - 2l_r C_{ar}}{mV_x} & -\frac{2C_{af}}{m} \\ 0 & 0 & s & -1 & 0 \\ 0 & \frac{2l_f C_{af} - 2l_r C_{ar}}{I_z V_x} & -\frac{2l_f C_{af} - 2l_r C_{ar}}{I_z} & s + \frac{2l_f^2 C_{af} + 2l_r^2 C_{ar}}{I_z V_x} - k_4 \frac{l_t}{I_z} & -\frac{2l_f C_{af}}{I_z} - k_5 \frac{l_t}{I_z} \\ \frac{k_p}{T_d} & \frac{k_p T_n}{T_d} & \frac{k_p}{T_d} d_s & \frac{k_p T_n}{T_d} d_s & s + \frac{1}{T_d} \end{bmatrix}$$

$$= s^5 + (31.5784 - 0.01 k_4) s^4 + (415.188 + 0.002 k_5 - 0.176946 k_4) s^3 + (2139.36 + 0.0217024 k_5 - 0.902833 k_4) s^2 - (0.333433 k_4 + 0.349541 k_5 + 7146.66) s + 0.769462 k_5 + 14727.8 \quad (51)$$

A equação 51 acima é igualada à equação característica desejada para obtenção dos valores de k_4 e k_5 . Os polos desejados escolhidos para entender o problema foram:

- $P_{1,2} = -12.5990 \pm 8.4647 i$
- $P_{3,4} = -1.0593 \pm 1 i$
- $P_5 = -4.2619$

Note que somente $P_{3,4}$ foram alterados por se tratarem dos polos dominantes do sistema. Buscou-se localizá-los mais próximo do eixo real para diminuir o sobressinal.

A partir da equação 52, obtém-se a relação entre polos desejados e ganhos, como mostrado nas equações 53 e 54. Sendo a, b, c, d e e os polos desejados.

$$(s - a)(s - b)(s - c)(s - d)(s - e) = s^5 + (-a - b - c - d - e)s^4 + F(s^3) + F(s^2) + F(s) + (-abcde) \quad (52)$$

$$-a - b - c - d - e = 31.5784 - 0.01 k_4 \quad (53)$$

$$0.769462 k_5 + 14727.8 = -abcde \quad (54)$$

Obteve-se k_4 e k_5 das equações 55 e 56. Para esses ganhos a entrada da força de frenagem é mais influenciada pelo esterçamento do que pelo erro de velocidade de guinada, como observado na equação 57.

$$k_4 = 100 * (a + b + c + d + e + 31.5784) = -0.01 \quad (55)$$

$$k_5 = -1.29961 * (abcde + 14727.8) = -16432.4 \quad (56)$$

$$u_3 = F_f = -[0 \ 0 \ 0 \ k_4 \ k_5] \begin{Bmatrix} e_1 \\ \dot{e}_1 \\ e_2 \\ \dot{e}_2 \\ \delta \end{Bmatrix} = -k_4 \dot{e}_2 - k_5 \delta \quad (57)$$

Verificou-se que quanto mais se aproxima os polos do eixo real, maior o ganho k_5 necessário. Uma forma de diminuir a necessidade de altos ganhos para k_5 seria

afastar os polos do eixo imaginário, o que aumentaria a necessidade de aumentar o ganho k_4 .

Foi verificado que esses valores de ganhos são inviáveis para o projeto, visto que a força de frenagem possui um limite máximo descrito pela equação 58, onde mg é o peso sobre o pneu e μ é o coeficiente de atrito do pneu com o asfalto.

$$F_{f\max} = m\mu g = 445 \text{ N} \quad (58)$$

Para verificar se os ganhos estão muito altos, buscou-se definir os máximos valores de e_2 e δ . O esterçamento máximo pode ser facilmente obtido do veículo, pois é delimitado pelos batentes de direção, sendo $\delta_{\max} = 0.26 \text{ rad}$. O erro máximo de velocidade de guinada suposto será o máximo de velocidade de guinada desenvolvida pelo veículo, portanto, $e_{2\max} = 1.8 \text{ rad/s}$.

Iterativamente buscando equilibrar os valores dos ganhos, escolheram-se os polos e, consequentemente, os ganhos dentro da faixa limitada pela força de frenagem.

- $P_{1,2} = -12.5990 \pm 8.4647 i$
- $P_{3,4} = -1.5 \pm 3.45 i$
- $P_5 = -4.2619$
- $k_4 = -88.15$
- $k_5 = -1080.91$

A figura 45 mostram as curvas do sistema sem e com freio para diferentes ganhos definidos na tabela 7.

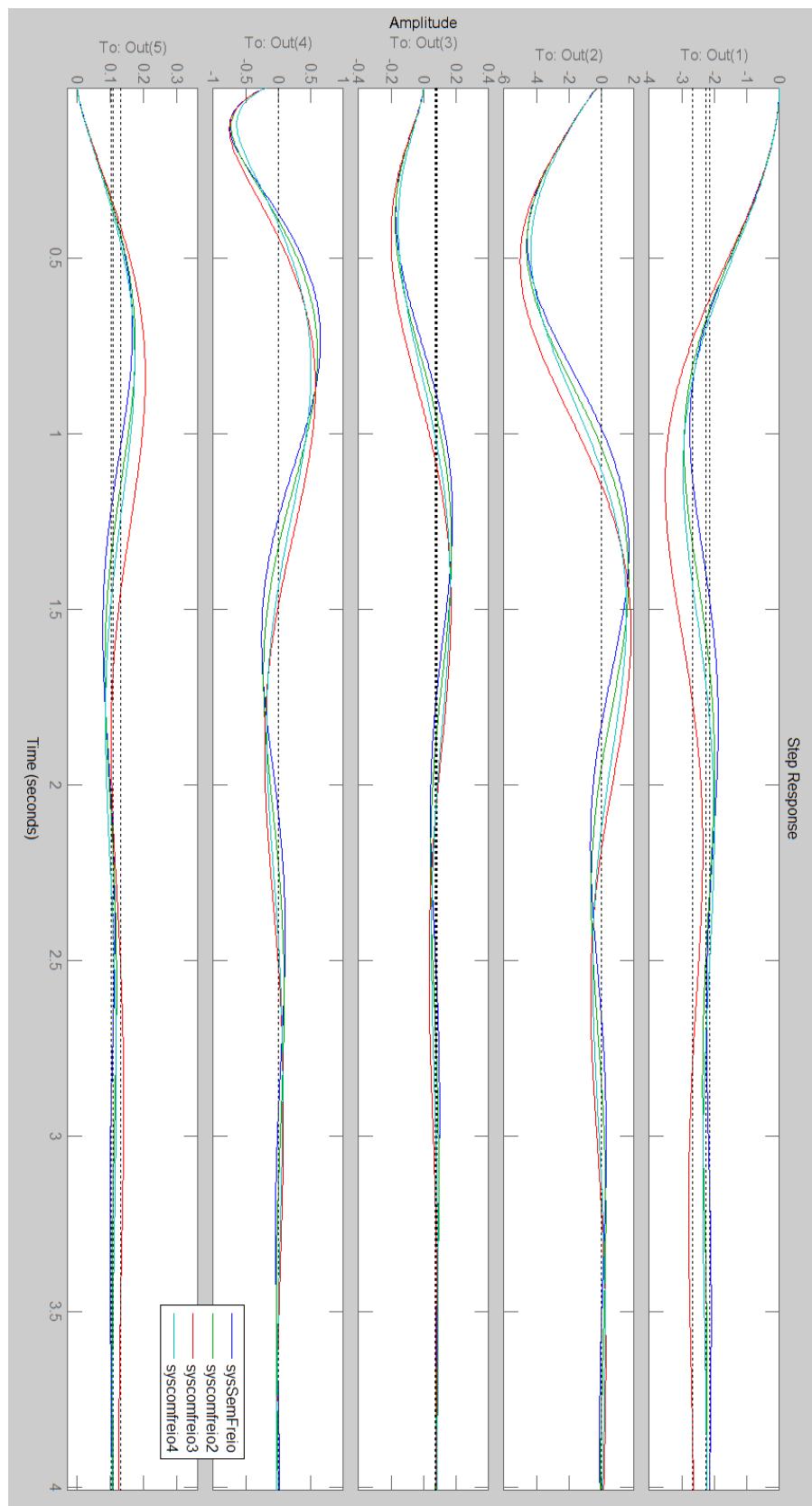


Figura 45 – Comparação entre diferentes controladores

Tabela 7 - Ganhos dos diferentes controladores

Sistema	k_4	k_5
sysSemFreio	-	-
syscomfreio2	-88.15	-1080.91
syscomfreio3	-88.15	-4000
syscomfreio4	-400	-1080.91
syscomfreio5	-400	0

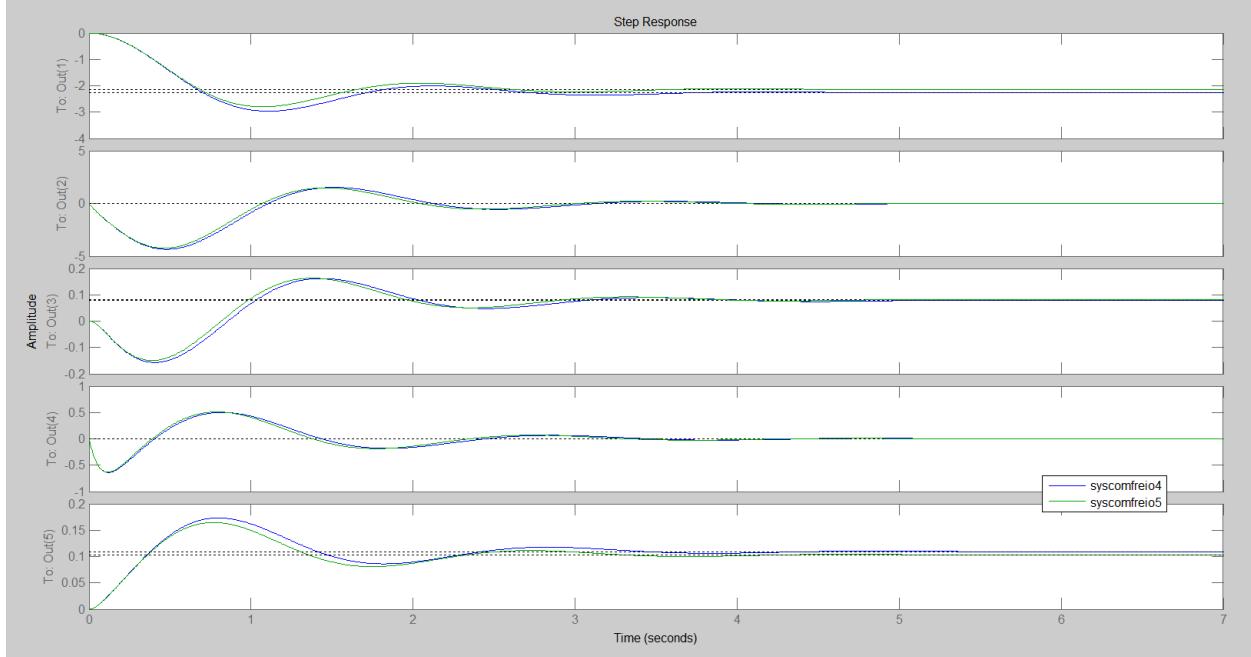


Figura 46 – Análise de influência do ganho relativo ao esterçamento

Foi observado na figura 46 que o ganho k_5 não contribui para uma atenuação da velocidade de guinada, porém induz um erro de posição e aumenta o esterçamento do sistema, aumentando a possibilidade de levar o sistema a um modo instável devido ao aumento do ângulo de deriva dos pneus. Portanto k_5 será mantido nulo, e o ganho de k_4 será o maior possível, ou seja, $k_4 = -222.5$. Assim tem-se $F_f = -k_4 \dot{e}_2$.

Utilizando a equações 32, é possível obter a pressão desejada na linha de freio (equação 59).

$$P = 8071.025 F_f = 1795803.067 \dot{e}_2 = 1795803.067 (\dot{\psi} - \dot{\psi}_{des}) \quad (59)$$

A figura 47 focaliza a região dos picos de erro de guinada com e sem freio, onde é possível verificar uma atenuação de 22.5% da velocidade de guinada.

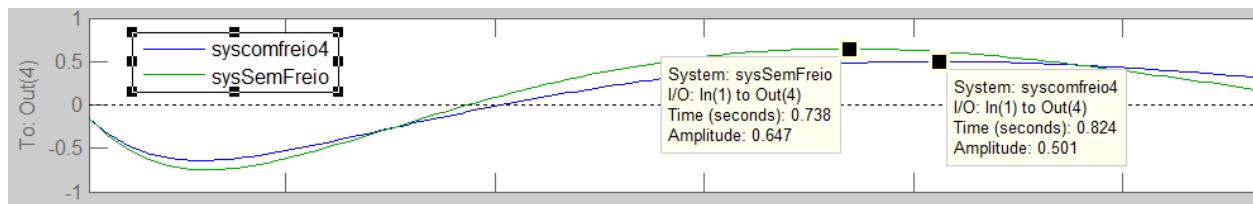


Figura 47 - Análise de amortecimento da velocidade de guinada

Esse projeto indica que mesmo com um motorista com baixo controle do veículo, o sistema é capaz de atenuar a velocidade de guinada, aumentando sua segurança. Também se pode concluir que a capacidade de frenagem e a largura do veículo são fatores determinantes para a eficácia do sistema.

4.8. Software

A explicação do software será dividido entre a parte de aquisição de dados e controle. O código está em anexo.

4.8.1. Software de aquisição de dados

Foram utilizadas bibliotecas para comunicação I2C, LCD e saída PWM, além das próprias do *arduino*.

Para a leitura das velocidades foram utilizados *timers* e *interrupts*. Para calcular a velocidade da roda dianteira utilizou-se o *timer1* para contagem do tempo entre pulsos detectado pelo *interrupt* do ICP1. Para calcular a velocidade da roda traseira utilizou-se o *timer2* e seu *interrupt* de *overflow*, sendo uma variável incrementada no *overflow* e ela define a velocidade sobre o tempo entre sinal definido pelo *interrupt* externo da porta INT0.

Os sinais do sensor inercial são recebidos por I2C do módulo MPU6050. Enquanto os sinais dos sensores de pressão do fluido de freio e esterçamento são obtidos diretamente em uma porta A/D.

4.8.2. Software de controle

A condição mostrada na figura 38 quando verdadeira aciona o controle de pressão dos freios. Este controle analisará a diferença da velocidade de guinada real com a desejada estimada a partir da velocidade e esterçamento das rodas, calculando a pressão desejada segundo o ganho respectivo para aquela condição, e enviará o sinal para o controle em malha fechada da pressão de freio.

O ganho obtido no projeto de controle é respectivo a uma velocidade. Para cada velocidade teremos um ganho, ou seja, o software deverá obter o ganho a partir de uma memória ou de uma função aproximadora.

5. Calibração

5.1. Sensor de velocidade

Para calibrar os sensores de velocidades foi utilizado um sensor ótico fixado a parte inferior do veículo. Esse sensor (figura 48) mandará um sinal quando detectado um objeto. Assim, utilizando-se de dois blocos com espaçamento definido, será possível obter uma velocidade média deste pequeno percurso através da diferença de tempo indicada pelo sensor. A figura 49 ilustra o teste realizado.



Figura 48 – Equipamento para calibração dos sensores de velocidade



Figura 49 – Teste de calibração dos sensores de velocidade

Na tabela 8 temos uma tabela com dados experimentais da velocidade em metros por segundo. Os valores das velocidades dianteira e traseira foram obtidos diretamente do visor lcd desenvolvido.

Tabela 8 – Dados experimentais dos sensores de velocidade

Velocidade medida pelos sensores do carro		Velocidade medida pelo sensor ótico
Dianteira	Traseira	
4.5	4.5	4.50
7.2	7.1	7.14
10.1	9.9	10.06
13.1	12.8	13.03

Verificou-se que os dados ficaram muito próximos. Portanto, os sensores podem ser considerados confiáveis. Somente será adicionada uma correção da velocidade traseira devido à diferença de raios efetivos dos pneus.

5.2. Sensor de aceleração lateral

A calibração do acelerômetro foi realizada utilizando-se um nível, onde o valor medido esperado é de $9,8 \text{ m/s}^2$, ou 2^{14} na escala do sensor. Os offsets foram obtidos da média de aproximadamente 1000 amostras. Assim, obtiveram-se os seguintes dados de calibração, ilustrados na tabela 9.

Tabela 9 - Dados de calibração do acelerômetro

Dado	Valor
Offset x	-645
Offset y	737
Offset z	2020
Multiplicador	0.000598571

A fórmula para conversão está representada abaixo.

$$a_y = (a_{y\ measured} + offset) * multiplicador \quad (60)$$

Como teste de validação, foi realizado o teste de raio de curva constante (figura 50). Conhecendo-se o raio de curva e a velocidade do veículo, é possível obter sua aceleração lateral e velocidade de guinada em um regime sem escorregamento. Contudo verificou-se que o protótipo apresenta alta vibração devido à ausência de coxim no motor, o que inviabilizou a obtenção de dados confiáveis, como mostrado na figura 51.



Figura 50 - Teste de raio de curva constante

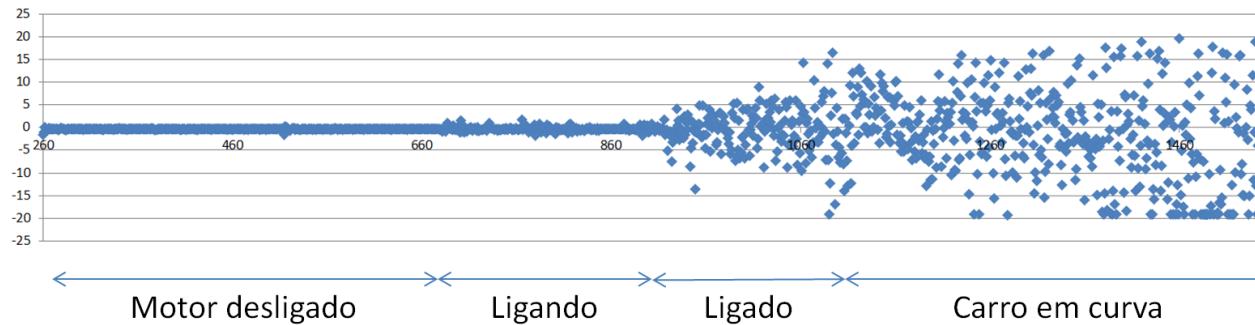


Figura 51-Medições de aceleração lateral

Buscou alguma forma de filtrar o sinal, porém, as possíveis soluções demandariam muito tempo, o que inviabilizaria outros projetos mais relevantes ao trabalho, como o estudo de controle e análise de melhoramento da modelagem.

5.3. Sensor de velocidade de guinada

Para ajustar a guinada lida, manteve-se o sensor parado para obtenção dos offsets. Em seguida utilizou-se o multiplicador referente à relação de $250^{\circ}/s$ com 2^{15} .

Tabela 10 - Dados de calibração do giroscópio

Dado	Valor
Offset x	-4007
Offset y	-138
Offset z	46
Multiplicador	0.007629394

Assim como na seção anterior, tentou-se validar a medição do sensor pelo teste de raio de curva constante. Este sensor também apresentou variação entre o motor ligado e desligado, porém em menor escala.

5.4. Sensor de esterçamento

Para averiguar a consistência dos dados do sensor de esterçamento, foi realizada a medição do ângulo das rodas e comparada com o projeto. Visto que essas medições podem apresentar um erro significativo, este ensaio terá mais caráter de validação que calibração.

As medições foram feitas utilizando o medidor de ângulo da figura 52, a partir de retas demarcadas no chão referente a um esterçamento definido. A tabela 11 apresenta os resultados.



Figura 52 - Transferidor

Tabela 11 – Verificação do sistema de medição de esterçamento

Sensor	Teórico	Transferidor
0	0	0
10	10	9
20	20	19
30	31	30

Como os dados apresentaram-se bastante próximos, optou-se por não ajustá-los no software. O processo de calibração mostrou-se preciso nas medições, porém não é possível garantir acurácia nesse procedimento. Como se trata de um protótipo, julgou-se satisfatório, entretanto, para o desenvolvimento de um sistema mais confiável, deve-se realizar uma calibração com mais algarismos significativos, visto que 1 grau representa uma diferença de força lateral do pneu igual ao coeficiente de rigidez lateral.

5.5. Sensor de pressão

O sensor de pressão não foi calibrado. Para calibrá-lo é necessário algum manômetro já calibrado e uma conexão apropriada. O correto seria calibrá-lo, mesmo se tratando de um sensor feito para esse uso.

6. Custos

A tabela 12 mostra o custo de alguns equipamentos utilizados durante o desenvolvimento do projeto. Pode se notar uma grande diferença entre os produtos específicos para automóveis e os comuns de uso geral. Essa diferença de preços é justificada ao observar a qualidade de fabricação, robustez e nível de ruído do sinal.

Tabela 12 – Tabela de preços de alguns componentes utilizados

Arduino Uno	R\$ 60,00
Bateria 12V	R\$ 62,00
MPU 6050	R\$ 30,00
Sensor Indutivo	R\$ 35,00
Sensor esterçamento	US\$ 280,00
Sensor pressão	US\$ 290,00
LCD	R\$ 15,00
Servomotor	R\$ 30,00
Bateria 9V	R\$ 15,00
Caixa de plástico	R\$ 15,00
Led	R\$ 6,00
Bota	R\$ 2,00
Resitores, Potenciometro	R\$ 2,00
Conectores	R\$ 10,00

7. Sugestões de melhorias

7.1. Melhorias do modelo

7.1.1. Dinâmica vertical e longitudinal

Como observado nas figuras 15 e 16, a carga sobre o pneu influência bastante a força desenvolvida pelo mesmo. Em situações de curvas, ocorre uma transferência de carga das rodas internas para as externas a curva. De mesmo modo, ao acelerar ou frear o carro, tem-se uma transferência longitudinal da carga sobre os pneus, no caso da frenagem, os pneus recebem maior carga.

A transferência de carga possui duas causas, o equilíbrio de forças para equilibrar o momento do carro, e o movimento do centro de gravidade. O primeiro é minimizado alterando a altura do centro de gravidade, o comprimento e largura do carro. O segundo é minimizado evitando o movimento do centro de gravidade pelo aumento da rigidez da suspensão, aproximando o centro de gravidade dos eixos de rolagem ou atuando na suspensão ativamente.

Para estimar a carga sobre cada pneu, podem-se realizar cálculos a partir do comprimento das molas e da velocidade de compressão ou distensão dos amortecedores. Para esse cálculo é necessário a razão de instalação das molas e amortecedores para cada posição do curso da suspensão. A obtenção dessas medições exigem sensores de posicionamento em cada roda, gerando custos e restrições de projeto.

Outra maneira de estimar as cargas sobre os pneus seria a partir de algoritmos complexos que trabalham a partir de sensores inercias de seis eixos. Esse método é mais impreciso, porém é mais viável de se implementar em um produto feito a partir de uma produção de larga escala.

Assim, sabendo-se a carga sobre cada pneu podemos refinar o modelo, de forma que cada roda possuirá um coeficiente de rigidez lateral e longitudinal instantâneo. Isso garante mais confiabilidade ao sistema, pois o modelo se aproxima do real em situações de curva e frenagem.

7.1.2. Pneu

Para relacionar força longitudinal com lateral é necessário utilizar de modelos mais complexos, como o modelo do pneu de Dugoff, ou utilizar um modelo empírico, a partir da obtenção dos parâmetros da fórmula mágica de Pacejka. Porém, ambos os métodos exigem o conhecimento do escorregamento longitudinal das rodas σ como entrada. O escorregamento durante frenagem pode ser definido pela equação 61, onde \dot{x} é velocidade do veículo.

$$\sigma = \frac{r_{efetivo} \omega_{eixo} - \dot{x}}{\dot{x}} \quad (61)$$

Durante a frenagem, há transferência de carga longitudinal, consequentemente, o pneu apresentará variação do raio efetivo $r_{efetivo}$. A velocidade do veículo não deve ser obtida diretamente de uma roda, deve ser estimada, pois cada roda apresenta uma rotação diferente em curvas e um raio efetivo devido à transferência de carga.

Assim, percebe-se que para melhorar o modelo do pneu, devem-se possuir sensores de velocidade precisos e rápidos, rigidez vertical das rodas e o valor do coeficiente de rigidez longitudinal.

7.2. Melhorias de obtenção de parâmetros

Utilizando modelos de pneus mais sofisticados como os citados, haverá a necessidade de obter mais parâmetros, como o coeficiente de rigidez longitudinal do pneu. Para sua obtenção, pode-se utilizar a mesma metodologia utilizada para obtenção do coeficiente de rigidez lateral. Movimentando o pneu sobre um chassi específico com uma velocidade controlada, pode-se montar um sistema de frenagem controlado em malha fechada que tenha como entrada o escorregamento. A força desenvolvida pelo pneu será medida por um extensômetro, assim como outro teste. O ponto mais complexo será o atuador, que possuirá o mesmo mecanismo de válvulas do sistema de controle de estabilidade.

Utilizando um modelo do veículo que possua dinâmica vertical, deverá analisar a variação dos coeficientes de rigidezes dos pneus para uma variação da cambagem das rodas provindas da rolagem do veículo.

7.3. Melhorias do sistema eletrônico

Para melhorar a aquisição de dados do sensor inercial deve-se inicialmente verificar a viabilidade de desenvolver um coxim para o motor para amenizar a intensidade do ruído no sensor inercial. Deve-se realizar um estudo sobre filtros, e verificar a relação de filtragem do ruído e descaracterização do sinal, visto que o motor possui frequência de combustão baixa da ordem de 10 Hz. Essa etapa é fundamental para validar o modelo.

Verificou-se que o sensor de velocidade apresenta uma velocidade de amostragem muito baixa. Utilizando-se somente um imã por roda, temos que o tempo entre amostras será igual ao tempo de uma volta da roda. Para contornar esse problema, sugere-se adotar o uso de rodas dentadas nos eixos para aumentar o número de amostragem por rotação da roda. Esse método é bastante utilizado para monitoramento da velocidade do veículo, assim como para detectar travamento das rodas no sistema ABS.

7.4. Melhorias do projeto de controle

Uma forma proposta por [1] e diversos estudos do sistema de controle de estabilidade eletrônico para garantir mais estabilidade é monitorar o ângulo de escorregamento do veículo β , descrito na equação 62.

$$\beta = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} = \frac{\dot{e}_1}{\dot{x}} - e_2 \quad (62)$$

Sua medição não é direta e exige a realização da integral da aceleração lateral e da velocidade de guinada. Assim como a velocidade de guinada, é possível calcular o ângulo de escorregamento do veículo desejado β_{des} .

Propõem-se simular diferentes condições do sistema veículo e piloto. Neste trabalho, pode-se relacionar a entrada degrau com pequena distância de

monitoramento do piloto à uma situação, por exemplo, curva urgente em retornos de rodovias, que possuem um grande arco de raio aproximadamente constante. A situação de troca faixa de faixa pode ser simulada a partir de um erro de posição lateral inicial, sendo que essa condição é bastante comum no trânsito.

Variar alguns parâmetros do veículo e do piloto ajudaria a compreender melhor a influência da variação da planta para o controlador. Sabe-se que o carro será utilizado por diferentes pessoas, sobre diferentes condições de carga e manutenção.

A velocidade de guinada desejada foi obtida utilizando a equação 33 do coeficiente de subesterçamento. Essa constante pode ser substituída pelos valores obtidos no teste de raio de curva constante, para obtenção de maior fidelidade na estimativa da velocidade de guinada desejada, ou pode-se alterá-la segundo um critério segurança.

Idealmente, deve-se validar o modelo a partir de simulações e ensaios com o veículo. A seguir, deve-se projetar o controle validando-o através de simulações para diferentes situações.

8. Conclusões

O sistema de controle de estabilidade possui fácil compreensão da lógica de funcionamento, porém para sua implementação é necessário um sistema bastante complexo.

Já na modelagem do veículo nota-se a necessidade de obterem-se diversos parâmetros do carro, sendo que muito são variantes e dependentes do comportamento do carro. A utilização de modelos complexos exige o conhecimento de muitos parâmetros, sendo alguns estimados. Quanto mais complexo o modelo adotado for, maior será a quantidade e qualidade necessária dos sensores.

Parâmetros referentes aos pneus são difíceis de serem obtidos, seus valores são dependentes da carga do veículo e do atrito com o solo, e são propensos a sofrer alterações indevidas pelo usuário. Portanto, verifica-se que para veículos de passeio, seria melhor garantir um sistema mais genérico, ou seja, eficiente para diferentes variações da planta, do que trabalhar em aumentar a eficiência do amortecimento da velocidade de guinada para uma planta específica.

A etapa de obtenção de parâmetros exige muito tempo e ferramental específico. Parâmetros como o coeficiente de rigidez lateral do pneu dependem de muitos outros parâmetros, elevando muito a quantidade de ensaios e dados.

Os sensores devem analisar a aceleração lateral e velocidade de guinada do carro induzidos somente pelo esterçamento das rodas. Vibrações de origem interna ao veículo, como o motor, devem ser filtradas.

Notou-se que esse sistema deve ser desenvolvido conforme o veículo ao qual for implementado. Para cada carro deve haver uma escolha de sensores, filtros, controle e atuadores.

A escolha do sistema de medição de velocidade deste projeto não é eficiente caso adote um modelo com velocidade longitudinal variável, pois esse sistema tem uma frequência de amostragem muito baixa, proporcional à velocidade do carro.

Através do resultado do projeto do controle, nota-se que o sistema de controle de estabilidade possui limitações de atuação, portanto não apresenta garantia que

manterá o veículo controlável. Sua função é amortecer o impacto de uma direção incompatível com o solo, garantindo um maior tempo de resposta do usuário. Consequentemente, o veículo não apresenta garantia de estabilidade, mas sim que possui uma assistência que facilite a contrabilidade pelo motorista.

Ao atuar a partir de ações humanas, seu projeto se torna mais complexos, visto a imprevisibilidade das ações de uma pessoa. Verificou-se a complexidade desse sistema a partir da enorme quantidade de variáveis de projeto, e a dificuldade de se avaliar quantitativamente sua qualidade.

Por fim, pôde-se compreender o motivo de [7] apresentar somente testes relativamente simples para validar o sistema. Carros homologados com esse sistema garantem somente que passam pelos testes definidos pelas normas vigentes, não avaliam a forma de condução do veículo, nem variações dos parâmetros do veículo, ou seja, seu funcionamento foi desenvolvido supondo que o carro esteja em condições iguais ao de um veículo novo.

9. Referências bibliográficas

- [1] RAJAMANI, R. "Vehicle Dynamics and Control". New York : s.n., 2006.
- [2] Cesvi Brasil - <http://www.cesvibrasil.com.br/site.aspx/Noticia/CESVI-aponta-que-controle-de-estabilidade-ainda-e-privilegio-de-carros-maiores-e-mais-caros> (último acesso em 15/04/2015)
- [3] Vias seguras - http://www.vias-seguras.com/os_acidentes/estatisticas/estatisticas_nacionais (último acesso em 15/04/2015)
- [4] Folha de São Paulo - <http://www1.folha.uol.com.br/cotidiano/2014/11/1545760-numero-de-mortes-no-transito-tem-maior-queda-no-brasil-desde-1998.shtml> (último acesso em 15/04/2015)
- [5] Bosch - <http://www.bosch.com.br/Imprensa/Releases/Detalhes.aspx?idRelease=12732> (ultimo acesso em 15/04/2015)
- [6] SHAOUT, A. e MCGIRR, K., "Real time systems in automotive applications: vehicle stability control", Electrical Engineering Research Vol. 1 Iss. 4, October 2013
- [7] Code of Federal Regulations 49, 571.126, Standard No. 126; Eletronic stability control systems, pag. 591.
- [8] EBELING, C. E.; "An introduction to reliability and maintainability engineering". 2nd ed. Illinois: Waveland press, inc., 2010.
- [9] DUFFY, J. E.; "Modern Automotive Technology". Illinois, 2004.
- [10] GILLESPIE, T. "Fundamental of vehicle dynamics". Warrendale : s.n., 1992
- [11] JAZAR, R. N., "Vehicle Dynamics: Theory and Application" New York, 2008.
- [12] FONSECA, L. G. A., "Estudo e determinação das características dinâmicas de um pneu fora de estrada usado em veículo Baja SAE". Universidade de São Paulo Escola Politécnica. São Paulo. 2012.
- [13] IWANO, R. C., "Relatório de projeto: Poli Taurus – carro 03". São Paulo. 2015.
- [14] MILLIKEN, W. F. e MILLIKEN, D. L. "Race car vehicle dynamics", Warrendale, 1995.
- [15] Stack Exchange - <http://electronics.stackexchange.com/questions/61286/wiring-a-gy-521-to-an-arduino-uno-r3>
- [16] McLaren applied technologies - <http://www.mclarenelectronics.com/Products/Document/Speed%20Sensors%20Application%20Note> (ultimo acesso em 29/09/2015)

10. Bibliografia

CHO, Y.H. e KIM, J. "Design of optimal four-wheel steering system", 1995, Vehicle system dynamics

LIMPERT, R., "Brake design and safety", Warrendale, 1992.

L. WANG, L. TAN, L. AN, Z. WU, L. LI, "Study on the ESP system based on fuzzy logic PID control and multibody dynamics", J Electrical Systems 8-1 (2012):57-75

E. K. Liebemann, K. Meder, J. Schuh, G. Nenninger, "Safety and Performance Enhancement: The Bosch Electronic Stability Control (ESP)". Paper Number 05-0471

H. Lee, J. Il Jeong, K. Park2, T. Hwang, S. Choi, B. Kwak, K. Noh, S. Kim, S. Heo, "Development of enhanced ESP system through vehicle parameter estimation". Journal of Mechanical Science and Technology 23 (2009) 1046~1049

I.J.M. Besselink, "Vehicle Dynamics 4L150". Lecture notes 2010, Eindhoven University of Technology, Mechanical Engineering - Dynamics & Control

U.S. Department Of Transportation, "FMVSS No.126 Electronic Stability Control Systems", National Highway Traffic Safety Administration, Office of Regulatory Analysis and Evaluation, National Center for Statistics and Analysis, March 2007

LEITCH, R. D.; Reliability analysis for engineers: an introduction. New York: Oxford Science Publications, 1995.

O'CONNOR, P. D. T.; Practical reliability engineering. 2nd ed. Wiley.

Identificando veículos com ESP -

http://www.cesvibrasil.com.br/Portal/Principal/Arquivos/Download/Upload/ESP_CARRO_S/ESP_CARRO_baixa.pdf (último acesso em 15/04/2015)

Arduino - <https://www.arduino.cc> (último acesso em 20/09/2015)

Datasheet do microcontrolador ATmega328 - http://www.atmel.com/images/Atmel-8271-8-bit-AVR-Microcontroller-ATmega48A-48PA-88A-88PA-168A-168PA-328-328P_datasheet_Complete.pdf (último acesso 23/09/2015)

Datasheet Sensor Hall 1GT103DC - <http://datasheet.octopart.com/1GT103DC.-Honeywell-datasheet-34183176.pdf> (último acesso 27/09/2015)

Datasheet MPU 6050 - Disponível em <http://store.invensense.com/datasheets/invensense/MPU-6050_DataSheet_V3%204.pdf> (último acesso 27/09/2015)

Race Technology - <https://www.race-technology.com/language.php?url=%2F> (último acesso 01/11/2015)

11. Anexos

11.1. Código fonte

```
// Programa : Sensores, atuadores e interface do sistema de controle de estabilidade
// Autores : Willian Curi Iwano e Diogo Kenji Nojimoto
// Versão 12

// **** Defs and Includes ****
//Carrega a biblioteca Wire
#include<Wire.h>
//Carrega a biblioteca do LCD
#include <LiquidCrystal.h>
//Carrega a biblioteca de matemática
#include <math.h>

// Inicializa o LCD
LiquidCrystal lcd(12, 13, 4, 5, 6, 7);

//Endereco I2C do MPU6050
const int MPU=0x68;

//Variaveis para armazenar valores dos sensores
int AcX,AcY,AcZ,Tmp,GyX,GyY,GyZ; //Recebe do MPU
float ax, ay, az, gx, gy, gz; //convertidos para unidades comuns
long lcdDelay, lcdDelayInit; //delay de atualização de tela

//Botao altera informaçao da tela
const int buttonPin = 11;
int buttonState; // the current reading from the input pin
int lastButtonState = LOW; // the previous reading from the input pin
long lastDebounceTime = 0; // the last time the output pin was toggled
long debounceDelay = 50; // the debounce time; increase if the output

//Variável de controle da tela
int lcdState = -1;
/*      lcdState          LCD          /
 /        0            ay e gz        /
 /        1            vf, vt e steer   /
 /        2            pressures      */

//Sensores de esterçamento e pressão da linha de freio
const int steerPin = A2;
const int pressurePin = A3;

//Velocidade
const int velTPin = 2;

// Definições
#define TIRE 0.255 //Raio efetivo da roda dianteira
#define TIRE2 0.259 //Raio efetivo da roda traseira
#define IMA1 1 //1 ima por revolução
#define IMA2 1
#define offset 170.1 //distância do sensor à cremalheira

// **** Global variables ****
uint16_t steer_raw = 0;
//uint16_t steer = 0;
uint16_t pressure_raw = 0;
```

```

uint16_t pressure = 0;
volatile uint16_t speed2_ovf_blink = 0;           // Variável atualizada ao receber um
pulso em INT0, recebendo speed2_ovf_pulses (speed2)
volatile uint16_t speed2_ovf_pulses = 0;           // Variável que conta o número de vezes
que ocorreu overflow no Timer2
volatile uint16_t speed1_ticks = 0;                // Variável que recebe o valor do Timer1
quando recebe um pulso em ICP1 (input capture mode)
float speed1 = 0;
float speed2 = 0;
float wheelSteer = 0;
float steer = 0;
float desYaw = 0;
float desPressure = 0;

// **** Interrupts and Timers*****
***

void Timer1_init() // Timer1 é configurado para o modo normal e os interrupts de
overflow e captura são habilitados
{
    // Este timer será responsável pela velocidade calculada através do giro
da roda dianteira
    TCCR1A = 0;          // normal mode
    TCCR1B = (1<<ICES1)|(1<<CS12);      // Rising edge trigger, Timer = CPU Clock/256 -
or- 16000000/256 -or- 62.5KHz
    TCCR1C = 0;          // normal mode
    TIMSK1 = (1<<ICIE1)|(1<<TOIE1);    // Input capture and overflow interupts enabled
    TCNT1 = 0;           // start from 0
}

ISR(TIMER1_CAPT_vect) // O programa é direcionado para cá quando um pulso é inserido
em ICP1
{
    speed1_ticks = ICR1; // speed1_ticks recebe o valor do contador no momento do
pulso
    TCNT1 = 0;           // o contador é zerado
}

ISR(TIMER1_OVF_vect) // counter overflow/timeout
{ speed1_ticks = 0; } // em caso de overflow no Timer1, a frequência é
considerada muito baixa para o cálculo da velocidade na roda dianteira

void Timer2_init() // Timer2 é configurado para contar até certo valor e zerar; A
detecção de pulso será realizada pelo int0
{
    // Este timer será responsável pela velocidade calculada através do giro da
roda traseira
    //set timer2 interrupt at 8kHz
    TCCR2A = 0;          // set entire TCCR2A register to 0
    TCCR2B = 0;          // same for TCCR2B
    TCNT2 = 0;           //initialize counter value to 0
    // set compare match register for 8khz increments
    OCR2A = 249; // = (16*10^6) / (8000*8) - 1 [must be <256] compare match register = [
16,000,000Hz/ (prescaler * desired interrupt frequency) ] - 1
    // turn on CTC mode
    TCCR2A |= (1 << WGM21); // CTC implica que o timer será zerado sempre que
atingir o valor calculado e definido através do registrador OCR2A
    // Set CS21 bit for 8 prescaler
    TCCR2B |= (1 << CS21);
    // enable timer compare interrupt
    TIMSK2 |= (1 << OCIE2A);
}

ISR(TIMER2_COMPA_vect) // O programa é direcionado para cá sempre que o contador
Timer2 atingir o valor predefinido através do registrador OCR2A e do prescaler
{

```

```

    speed2_ovf_pulses++; // Essa variável auxiliar armazena o número de vezes que o
valor predefinido foi atingido pelo Timer2
}

void blink1(){ // Função chamada pelo interrupt em int0
// CPU Jumps here automatically when INT0 pin detect a falling edge
    speed2_ovf_blink = speed2_ovf_pulses; // Número de vezes que o contador Timer2
atingiu o valor predefinido
    speed2_ovf_pulses = 0; // A variável pulses é zerada para possibilitar a
contagem do próximo evento
    TCNT2 = 0; // O timer é zerado pelo registrador pois o evento em int0
não zera automaticamente
}

// **** Setup ****
void setup(){
    cli(); // Interrupções desabilitadas para iniciar os timers
    Timer1_init();
    Timer2_init();
    sei(); // Reabilitação das interrupções (global interrupt enable)
    Serial.begin(19200);
    //Inicia o LCD
    lcd.begin(16, 2);
    Wire.begin();
    Wire.beginTransmission(MPU);
    Wire.write(0x6B);

    //Inicia o MPU-6050
    Wire.write(0);
    Wire.endTransmission(true);

    //Inicia Botao
    pinMode(buttonPin, INPUT);

    //Inicia Sensores indutivos
    pinMode(velTPin, INPUT_PULLUP);
    attachInterrupt(0, blink1, RISING);
}

// **** Loop ****
void loop()
{
    //Read I2C
    Wire.beginTransmission(MPU);
    Wire.write(0x3B); // starting with register 0x3B (ACCEL_XOUT_H)
    Wire.endTransmission(false);
    //Solicita os dados do sensor
    Wire.requestFrom(MPU,14,true);
    //Armazena o valor dos sensores nas variáveis correspondentes
    AcX=Wire.read()<<8|Wire.read(); //0x3B (ACCEL_XOUT_H) & 0x3C (ACCEL_XOUT_L)
    AcY=Wire.read()<<8|Wire.read(); //0x3D (ACCEL_YOUT_H) & 0x3E (ACCEL_YOUT_L)
    AcZ=Wire.read()<<8|Wire.read(); //0x3F (ACCEL_ZOUT_H) & 0x40 (ACCEL_ZOUT_L)
    Tmp=Wire.read()<<8|Wire.read(); //0x41 (TEMP_OUT_H) & 0x42 (TEMP_OUT_L)
    GyX=Wire.read()<<8|Wire.read(); //0x43 (GYRO_XOUT_H) & 0x44 (GYRO_XOUT_L)
    GyY=Wire.read()<<8|Wire.read(); //0x45 (GYRO_YOUT_H) & 0x46 (GYRO_YOUT_L)
    GyZ=Wire.read()<<8|Wire.read(); //0x47 (GYRO_ZOUT_H) & 0x48 (GYRO_ZOUT_L)

    //offsets
    AcX -= 645;
    AcY += 737;
}

```

```

AcZ += 2020;
GyX -= 4007;
GyY -= 138;
GyZ += 46;

//2^14 -> 9.8 m/s^2
ax = AcX * 0.000598571; //VERTICAL
ay = AcY * 0.000598571; //LATERAL
az = AcZ * 0.000598571; //LONGITUDINAL

//2^15 -> 250 °/s
gx = GyX * 0.000133090; //YAW
gy = GyY * 0.000133090; //PITCH
gz = GyZ * 0.000133090; //ROLL

// read the state of the switch into a local variable:
int reading = digitalRead(buttonPin);

// check to see if you just pressed the button
// (i.e. the input went from LOW to HIGH), and you've waited
// long enough since the last press to ignore any noise:

// If the switch changed, due to noise or pressing:
if (reading != lastButtonState) {
    // reset the debouncing timer
    lastDebounceTime = millis();
}

if ((millis() - lastDebounceTime) > debounceDelay) {
    // whatever the reading is at, it's been there for longer
    // than the debounce delay, so take it as the actual current state:

    // if the button state has changed:
    if (reading != buttonState) {
        buttonState = reading;

        // only if the new button state is HIGH
        if (buttonState == HIGH) {
            if (lcdState==2){
                lcdState = 0;
            }
            else{
                lcdState++;
            }
            lcd.clear();
        }
    }
}

// save the reading. Next time through the loop,
// it'll be the lastButtonState:
lastButtonState = reading;

// Reading of analog sensor - Steer angle
steer_raw = analogRead(steerPin);
// map it to the range of the analog out:
//steer = map(steer_raw, 0, 1023, 0, 5000); // to miliVolts
steer = 4.88759*steer_raw;
wheelSteer = 0.065789*(steer) - offset;

// Cálculo das velocidades em m/s
if (speed1_ticks > 0) {

```

```

speed1 = 62500.00/speed1_ticks; // Min ~1Hz
speed1 *= 2*PI*TIRE*IMA1; // V = 2piRf / número de imas
}
else speed1 = 0;
if (speed2_ovf_blink > 0 && speed2_ovf_pulses < 8000) {
    speed2 = 8000.00/speed2_ovf_blink;
    speed2 *= 2*PI*TIRE*IMA2;
}
else speed2 = 0;

// Reading of analog sensor - Brake pressure
pressure_raw = analogRead(pressurePin);
// map it to the range of the analog out:
//pressure = map(pressure_raw, 0, 1023, 0, 25); //
pressure = (pressure_raw-120)*30.54741; //kPa
if (pressure < 1) { pressure = 0 ; } //Zerar pressão, evitando valores negativos
devido a oscilação do sistema.

//yaw desired
desYaw = speed1*wheelSteer*0.008722222/(1.43 + 0.001579128*speed1*speed1);

//pressure Desired
desPressure = 1795803.067*(gx-desYaw);

/*TO EXCEL
Serial.print(millis()); // print the time in milliseconds since the program star
ted
Serial.print(',');
Serial.print(ax);
Serial.print(ay);
Serial.print(az);
Serial.print(gx);
Serial.print(gy);
Serial.print(gz);
Serial.print(speed1);
Serial.print(speed2);
Serial.print(wheelSteer);
Serial.println(pressure);
*/
//Troca da tela
switch (lcdState){

    case 0: //Ay e Gz
        //Delay por millis
        if (lcdDelay > 500){

            //Envia aLateral para lcd
            lcd.setCursor(0,0);
            lcd.print("ay= ");
            lcd.print/ay,3/;
            lcd.setCursor(10,0);
            lcd.print(" m/s2");

            //Envia yaw para lcd
            lcd.setCursor(0,1);
            lcd.print("gz= ");
            lcd.print/gx,3/;
            lcd.setCursor(10,1);
            lcd.print(" rad/s");
        }
}

```

```

    lcdDelayInit = millis();
}

lcdDelay = millis() - lcdDelayInit;

break;

case 1:

//Delay por millis
if (lcdDelay > 300){

//Envia velocidades e esterçamento
lcd.setCursor(0,0);
lcd.print("VD ");
if(speed1 < 10) lcd.print(" ");
lcd.print(speed1,1);
lcd.setCursor(8,0);
lcd.print("VT ");
if(speed2 < 10) lcd.print(" ");
lcd.print(speed2,1);
lcd.setCursor(0,1);
lcd.print("Steer:      ");
lcd.print((char)223);
lcd.setCursor(8,1);
lcd.print(wheelSteer,1);

lcdDelayInit = millis();
}
lcdDelay = millis() - lcdDelayInit;

break;

case 2:

//Delay por millis
if (lcdDelay > 500){

//Envia pressão real e desejada - resolução 30 kPa
lcd.setCursor(0,0);
lcd.print("RealP: ");
lcd.print("      ");
lcd.setCursor(7,0);
lcd.print(pressure);

lcd.setCursor(0,1);
lcd.print("DesP: ");
lcd.print("      ");
lcd.setCursor(4,1);
lcd.print(desPressure);

lcdDelayInit = millis();
}

lcdDelay = millis() - lcdDelayInit;

break;
}

```