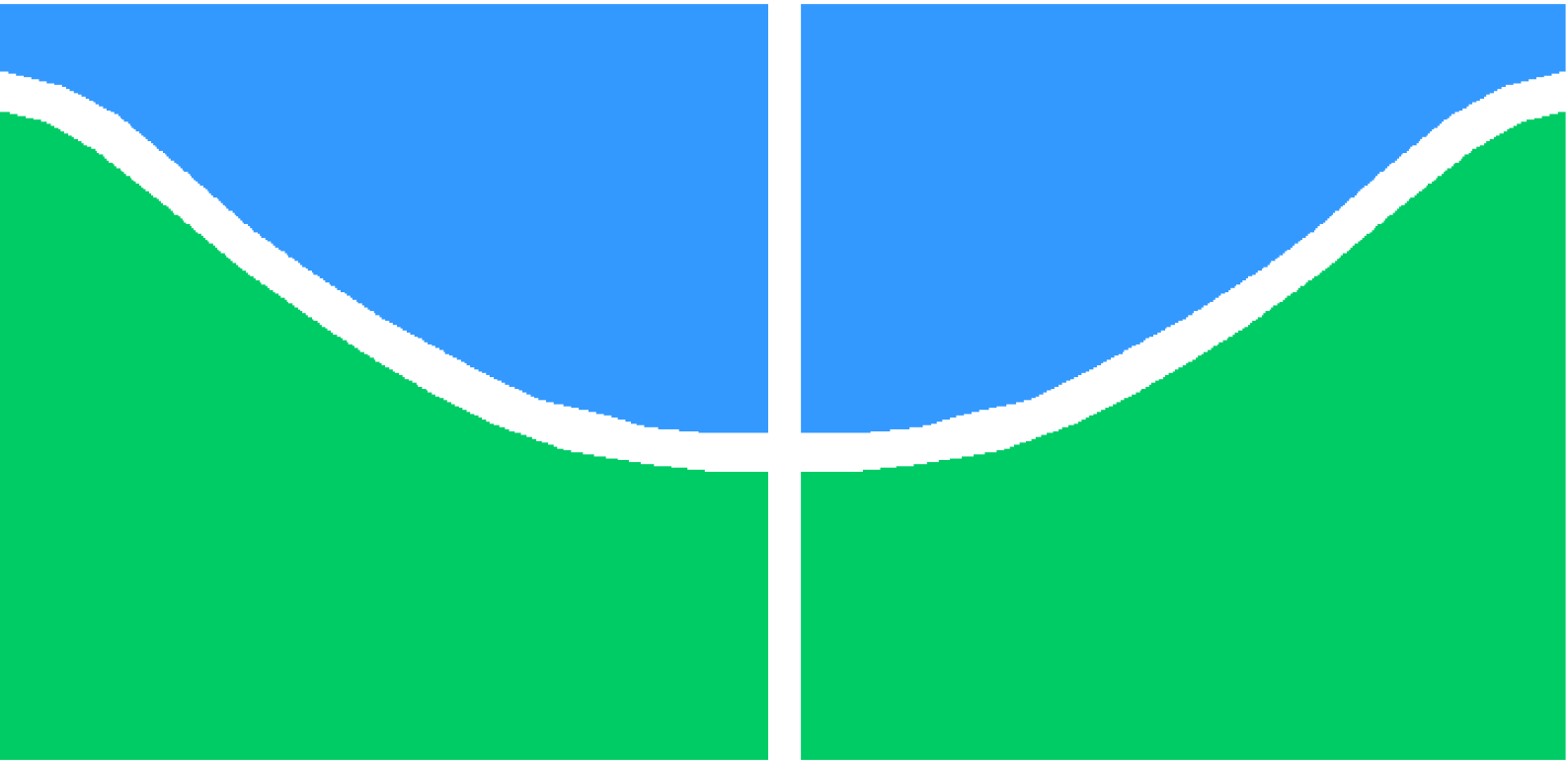

Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Engenharia Automotiva

Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS

Autor: Hugo Ferreira Moore
Orientador: (Dr. Flávio H. J. R. Silva)

Brasília, DF
2014

Hugo Ferreira Moore

Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia Automotiva) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Automotiva).

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: (Dr. Flávio H. J. R. Silva)

Brasília, DF

2014

Hugo Ferreira Moore
Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS/ Hugo Ferreira Moore. – Brasília, DF, 2014-
87 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: (Dr. Flávio H. J. R. Silva)

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2014.

1. Sistema antibloqueio. 2. Deslizamento da roda. I. (Dr. Flávio H. J. R. Silva). II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS

CDU 02:141:005.6

Hugo Ferreira Moore

Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia Automotiva) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Automotiva).

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 01 de junho de 2013:

(Dr. Flávio H. J. R. Silva)
Orientador

Me. Saleh Barbosa Khalil
Convidado 1

Dra. Suzana Moreira Avila
Convidado 2

Brasília, DF
2014

Dedico este trabalho as pessoas que mais me apoiaram ao longo de minha vida e tornaram possível alcançar meus objetivos e correr atrás dos meus sonhos, meus pais, Carlos e Maria do Carmo e minha irmã Nazle.

Agradecimentos

A todos os professores que encontrei ao longo de toda a graduação, que sempre me encorajaram, me apoiaram e me instruiram com conselhos e conhecimentos construtivos, em especial ao professor Flávio que me orientou e me ajudou ao longo de todo o curso, mostrando os melhores caminhos a serem tomados.

Resumo

O presente trabalho apresenta uma discussão sobre o Sistema Antibloqueio (ABS) utilizado em freios automotivos, uma análise de seus componentes de controle e dos fatores que influenciam na eficiência de tal sistema. Esse dispositivo age de forma a regular a pressão hidráulica ou pneumática do sistema de freios evitando dessa forma o travamento das rodas e garantindo melhores condições de condução do veículo. Além do funcionamento deste importante instrumento de segurança ativa automotiva, se faz necessário também o estudo da dinâmica veicular e da roda, assim como o deslizamento da mesma com relação a pista. A análise da dinâmica do sistema em estudo é realizada com o auxílio do software Matlab/Simulink, sendo possível dessa forma a obtenção de simulações de importantes váriaveis como a força de atrito em uma roda, o torque de frenagem, o deslizamento da roda, distância de frenagem, e um comparativo de velocidades da roda e veículo.

Palavras-chaves: sistema antibloqueio. freios automotivos. segurança ativa. dinâmica veicular. deslizamento da roda.

Abstract

This paper presents a discussion of the Anti-lock break (ABS) used in automotive brakes, an analysis of its components and control the factors that influence the efficiency of this system. This device acts to regulate pressure hydraulic or pneumatic brake system thus preventing the wheels from locking and securing better conditions for driving. In addition to the operation of this important safety tool automotive active, it is necessary also to study the vehicle dynamics and wheel, as well as the sliding thereof with respect to the track. The analysis of the dynamics system under study is realized by using the Matlab / Simulink software, thus making it possible to obtain simulations of important variables such as the frictional force on a wheel, the braking torque, wheel slip, braking distance and comparison of wheel speed and vehicle speed.

Key-words: antilock break system. automotive brakes. active safety. dinamic system. wheel slip.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Primeiro Veículo [4]. 27
Figura 2 – Freio por alavanca [5]. 28
Figura 3 – Freio de Cinta [5]. 28
Figura 4 – Freio de transmissão [6]. 29
Figura 5 – Ford T [7]. 29
Figura 6 – Lanchester modelo 1910 com, freio a disco traseiro. [6]) 30
Figura 7 – Sistema convencional de freios. [8] 30
Figura 8 – Componentes do freio a disco. [9] 31
Figura 9 – Tipos de freios a disco. [9] 32
Figura 10 – Cilindro Mestre. [11] 32
Figura 11 – Cilindro mestre e reservatório. [12] 32
Figura 12 – Servo-Freio em corte. [10] 33
Figura 13 – Freio a tambor e seus componentes. [8] 34
Figura 14 – Funcionamento do freio de mão. [14] 35
Figura 15 – Circuito de freio pneumático para caminhão com 2 eixos. [16] 36
Figura 16 – Representação do freio eletromagnético. [8] 37
Figura 17 – Freio eletromecânico e seu interior. [17] 38

Figura 18 – Evolução do sitema ABS - BOSCH. [18] 41
Figura 19 – Sensor de Velocidade. [19] 42
Figura 20 – Sensor de Relutância Variável. [19] 42
Figura 21 – Sensor de Efeito Hall. [19] 43
Figura 22 – Sensor de Magneto Resistência. [20] 43
Figura 23 – Modulador Hidráulico ABS-8, BOSCH. [21] 44
Figura 24 – Microprocessador usado na ECU. [21] 45
Figura 25 – Sistema ABS instalado no veículo. [8] 46
Figura 26 – Representação de sistema ABS instalado no veículo [22]. 47

Figura 27 – Dinâmica da roda. [17] 52
Figura 28 – Gráfico $\mu(\lambda)$xλ. [17] 53
Figura 29 – Curvas μ x λ para diversas condições de pista. [17] 54
Figura 30 – Modelo de veículo sob frenagem. [1] 55

Figura 31 – Controle Bang-Bang.[7] 60
Figura 32 – Modelo dinâmico relativo a roda e ao veículo ou planta. 61
Figura 33 – Modelagem do controlador Bang-Bang e freio eletromecânico. 61
Figura 34 – Modelagem do freio. 62

Figura 35 – Simulação dinâmica veicular com e sem ABS, com $\lambda_{des} = 0,1$. 65
Figura 36 – Planta referente a Figura (35). 66
Figura 37 – a)Sistema ABS desligado. b)Sistema ABS ligado. 66
Figura 38 – Gráfico Força de Atrito x Tempo. 67
Figura 39 – Distância de Frenagem x Tempo. 68
Figura 40 – Escorregamento da roda x Tempo. 69
Figura 41 – Torque de Freio x Tempo. 69
Figura 42 – Comparativo Velocidades x Tempo. 70
Figura 43 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,1$; $V_0 = 110Km/h$. 71
Figura 44 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,2$; $V_0 = 80Km/h$. 72
Figura 45 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,2$; $V_0 = 110Km/h$. 73
Figura 46 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,18$; $V_0 = 80Km/h$. 74
Figura 47 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,18$; $V_0 = 110Km/h$. 75
Figura 48 – Teste de robustez com $\lambda_{des} = 0,18$; $V_0 = 80Km/h$. 77
Figura 49 – Teste de robustez com $\lambda_{des} = 0,1$; $V_0 = 110Km/h$. 79
Figura 50 – Tabela de desempenho em ensaios de frenagem. 79

Lista de tabelas

Tabela 1 – Coeficiente de atrito entre pneu e pista. [23] 51
Tabela 2 – Pico médio do coeficiente de atrito x Diferentes superfícies. [17] 54

Tabela 3 – Dados utilizados na simulação do veículo. 66
Tabela 4 – Condições de pista e seus parametros [17]. 76
Tabela 5 – Distâncias de Frenagem segundo ABNT NBR 10966-2. 80
Tabela 6 – Resultados para diferentes valores de $\lambda_{desejado}$. 80
Tabela 7 – Resultados para simulações de robustez. 80
Tabela 8 – Dados utilizados na simulação do veículo [8]. 81

Lista de abreviaturas e siglas

ABS	Anti-lock Break System, Sistema Antitravamento dos Freios
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
CG	Centro de Gravidade
EBD	Eletronic Brake Distribution, Distribuição Eletrônica de Frenagem
EBCM	Eletronic Brake Control Module, Módulo de Controle Eletrônico dos Freios
ECU	Eletronical Control Unit, Unidade eletrônica de Controle
ESP	Eletronic Stability Program, Programa Eletrônico de Estabilidade
TCS	Traction Control System, Sistema de Controle de Tração

Lista de símbolos

A	Área projetada da seção transversal do veículo;
a_I	Distância do centro de gravidade ao eixo dianteiro;
a_{II}	Distância do centro de gravidade ao eixo traseiro;
C_α	Coeficiente de resistência aerodinâmica;
f	Coeficiente de atrito de rolamento;
F	Força de inércia;
F_i	Força de atrito em situação de frenagem
F_{iI}	Força de atrito do eixo dianteiro;
F_{iII}	Força de atrito do eixo traseiro;
F_v	Força de arrasto aerodinâmico;
F_z	Força de sustentação;
F_ω	Atrito viscoso;
G	Peso do veículo;
h	Altura do centro de gravidade;
J_ω	Momento de inércia da roda;
l	Comprimento do entre eixo;
M	Momento da roda;
M_L	Momento devido a resistência aerodinâmica;
M_v	Massa do veículo;
N_v	Força normal do pneu;
q	Pressão dinâmica;
Q_A	Resistência aerodinâmica;
Q_R	Resistência ao rolamento;

Q_{RI}	Resistência ao rolamento do eixo dianteiro;
Q_{RII}	Resistência ao rolamento do eixo traseiro;
Q_S	Resistência ao aclive;
R_I	Reação Normal eixou diateiro;
R_{II}	Reação Normal eixou traseiro;
R_ω	Raio da roda;
T_{bi}	Torque do freio;
T_t	Torque total;
v	Velocidade do veículo;
v_i	Velocidade tangencial da roda;
α	Ângulo de inclinação da pista;
λ	Deslizamento da roda;
λ_{des}	Deslizamento desejado;
λ_p	Valor de pico do deslizamento da roda;
$\mu(\lambda)$	Coeficiente de atrito;
μ_p	Valor de pico do coeficiente de atrito;
ω_i	Velocidade angular da roda;
$\dot{\omega}_i$	Aceleração da roda;
ω_v	velocidade ângular do veículo;

Sumário

1 Introdução 23

I Conceitos Iniciais 25

2 Sistemas de freio 27

2.1 História dos Freios 27

2.2 Sistema de Freio Hidráulico 30

2.2.1 Componentes do sistema hidráulico 30

2.2.1.1 Freio a disco 31

2.2.1.2 Cilindro Mestre 32

2.2.1.3 Reservatório de freio 32

2.2.1.4 Pedal de Acionamento 33

2.2.1.5 Servo freio 33

2.2.1.6 Válvula proporcionadora sensível à carga 33

2.2.1.7 Freio a tambor 33

2.3 Sistema de Freio Mecânico 34

2.4 Freio Pneumático 35

2.5 Freio Eletromagnético 36

2.6 Freio Eletromecânico 37

3 Sistema Antibloqueio (ABS) 39

3.1 Histórico do Sistema Antibloqueio 39

3.2 Componentes 41

3.2.1 Sensores de Velocidade 41

3.2.1.1 Sensores de Relutância Variável 42

3.2.1.2 Sensores de Efeito Hall 42

3.2.1.3 Sensores de Magneto Resistência 43

3.2.2 Modulador Hidraúlico 44

3.2.3 Módulo de Controle Eletrônico dos Freios (EBCM) 44

3.3 Funcionamento 45

3.4 Configurações de ABS 47

3.5 Efetividade 47

II Dinâmica do sistema 49

4 Dinâmica do Sistema . . . 51
4.1 Física teórica envolvida . . . 51
4.2 Dinâmica da roda . . . 52
4.3 Dinâmica do veículo . . . 55
4.4 Dinâmica do sistema . . . 57

5 Procedimentos de Projeto . . . 59
5.1 Introdução a Sistemas de Controle . . . 59
5.2 Controlador Bang-Bang . . . 59
5.3 Projeto de Controlador e Freio . . . 60

III Resultados e Análise dos Resultados 63

6 Resultados Numéricos . . . 65
6.1 Comparativo de freios com e sem o dispositivo ABS . . . 65
6.1.1 Resultados e análise dos resultados . . . 67
6.1.1.1 Para $\lambda_{des} = 0,1$ e $V_0 = 80Km/h$ . . . 67
6.1.1.2 Para $\lambda_{des} = 0,1$ e $V_0 = 110Km/h$ . . . 70
6.1.1.3 Para $\lambda_{des} = 0,2$ e $V_0 = 80Km/h$ . . . 71
6.1.1.4 Para $\lambda_{des} = 0,2$ e $V_0 = 110Km/h$ . . . 73
6.2 Determinação do valor de melhor deslizamento da roda . . . 74
6.2.1 Resultados e análise dos resultados . . . 74
6.2.1.1 Para $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 80Km/h$ . . . 74
6.2.1.2 Para $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 110Km/h$ . . . 75
6.3 Teste de Robustez . . . 76
6.3.1 Resultados e análise dos resultados . . . 76
6.3.1.1 Teste de Robustez com $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 80Km/h$ . . . 76
6.3.1.2 Teste de Robustez com $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 110Km/h$ . . . 78
6.3.2 Comparaivo de resultados com relação a norma ABNT . . . 79
6.3.3 Comparativo de resultados com outras literaturas . . . 80

Conclusão . . . 83

Referências . . . 85

1 Introdução

O sistema de freios constitui uma das partes mais importantes e vitais de um veículo, sendo projetado para dar o máximo de rendimento com um mínimo de manutenção e garantindo ao motorista uma frenagem segura, sob as mais diversas condições de tráfego. Com advento de novas tecnologias principalmente aquelas voltadas na área de segurança veicular tem-se reduzido os acidentes e consequentemente as mortes no trânsito.

Com base nisso, os engenheiros tem buscado uma forma de melhorar a eficiência do equipamento de frenagem. Uma melhoria em relação aos freios convencionais ocorre na utilização do freio ABS, que alcança melhores resultados para a distância de frenagem, além de proporcionar maior estabilidade e melhor dirigibilidade em situações críticas.

O sistema de frenagem ABS (do inglês: *Anti-lock Break System* ou Sistema Anti-travamento) permite que o automóvel seja freado sem que ocorra o travamento das rodas e consequentemente a perda do controle da direção. Este dispositivo faz uso da relação de atrito estático entre pista e roda para proporcionar uma frenagem contínua e eficiente quando o pedal do freio for acionado de forma abrupta, demonstrando a necessidade de parada eminente, ou seja, momento de maior necessidade do bom desempenho dos freios.

A importância deste sistema no Brasil, ficou reconhecida em abril de 2011, com o estabelecimento da resolução Nº 380 pelo Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), que define que todos os automóveis novos fabricados no Brasil ou importados deverão obrigatoriamente ser equipados com o sistema de freios ABS, podendo os mesmos deixarem de serem homologados em virtude da falta de tal equipamento.

Essa medida vem como forma de forçar a implementação desse sistema em busca de uma diminuição do índice de acidentes, conforme já acontece em outros lugares no mundo. Segundo o gerente de marketing da divisão de Sistemas de Controle de Chassi da Bosch do Brasil, Carlo Gibran: "Na Europa 100% dos veículos automotores produzidos já vêm com o equipamento de fábrica sendo que em 2013 todas as motos também deverão seguir essa regra, nos Estados Unidos são 74% do automóveis, enquanto no Brasil apenas 13% possuem o ABS, segundo dados coletados em 2007", [1].

O presidente da comissão de área técnica da associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (Anfavea), Marcus Vinicius Aguiar afirma que: "outro benefício de tal medida é o barateamento do equipamento, que hoje em dia, no Brasil, é cobrado pelas montadoras um valor que varia de 2 mil a 3 mil reais por ser um dispositivo importado, sendo este um incentivo para para que haja fornecedores no Brasil e para a popularização desse importante dispositivo de segurança"[2].

A principal motivação deste trabalho é desenvolver em ambiente Matlab o comportamento de 1/4 de veículo de um sistema de freio equipado com um dispositivo que se tornará cada vez mais comum nos veículos nacionais, o dispositivo ABS. Para controlar o comportamento do sistema é utilizado um controlador Bang-Bang submetido a diferentes condições de pista. As simulações aqui efetuadas são realizadas sem a necessidade da presença física de um veículo equipado com o dispositivo.

Busca-se também obter simulações do comportamento de parâmetros dinâmicos importantes no estudo da frenagem, como torque, força de atrito, escorregamento da roda, velocidade da roda, velocidade do veículo e distância de parada para o modelo simplificado de 1/4 de veículo.

O tema proposto é dividido em seis capítulos fundamentais: O capítulo I apresenta a Introdução ao tema com uma breve descrição do que é o dispositivo ABS e sua importância para o melhor funcionamento dos freios. O capítulo II faz uma revisão histórica dos sistemas de freio, além de abordar sobre os seus principais componentes e o seu funcionamento para alguns tipos de freios. O capítulo III aborda sobre o sistema antibloqueio, caracterizando sua evolução ao longo dos anos, detalhando seus principais componentes, seu funcionamento mecânico, suas principais configurações de montagem e sua efetividade sobre diferentes pavimentos. O capítulo IV trata de toda a modelagem matemática de uma planta veicular, considerando a dinâmica da roda e do veículo durante o processo de frenagem. O capítulo V apresenta uma breve introdução a sistemas de controle e explica sobre o controlador utilizado neste trabalho. O Capítulo VI apresenta os principais resultados obtidos para diferentes condições de velocidade inicial, escorregamento desejado e de pista. E finalmente, são apresentadas as principais conclusões obtidas neste Trabalho de Conclusão.

Parte I

Conceitos Iniciais

2 Sistemas de freio

Os sistemas de freios são definidos por Ferreira [3], como um conjunto de peças com o objetivo de reduzir a velocidade de um veículo em movimento, fazê-lo parar, ou conservá-lo imóvel se já estiver parado, utilizando para isto princípios de dissipação ou transformação de energia.

Segundo a ABNT os sistemas de freio de serviço "devem possibilitar a diminuição progressiva da velocidade do veículo e fazê-lo parar de forma segura, rápida e eficaz, qualquer que seja a velocidade e carga, em pista ascendente ou descendente. Para frenagem, a norma recomenda que a distância de parada deve ser calculada levando em consideração uma desaceleração média de $5,8 m/s^2$. Essa distância sofre pequenas variações em função do tempo de reação do sistema" [1].

Nas seções a seguir é realizada uma revisão do desenvolvimento histórico dos sistemas de freio, em seguida os sistemas de freios foram divididos de acordo com o meio de transmissão de energia, ou seja, foram abordados os freios mecânicos, hidraúlicos, pneumáticos, eletromecânicos, e eletromagnéticos juntamente com seus componentes básicos.

2.1 História dos Freios

A história do desenvolvimento do sistema de freios se mescla com a história do desenvolvimento do próprio automóvel, e a primeira vez que se percebeu a necessidade do desenvolvimento de tal sistema ocorreu por volta de 1700, "quando Nicholas Cugnot convenceu o rei da França a financiar seu projeto de um veículo pesando quase 10 toneladas, para arrastar as peças de artilharia" [4], como pode ser visto na Fig. (1).

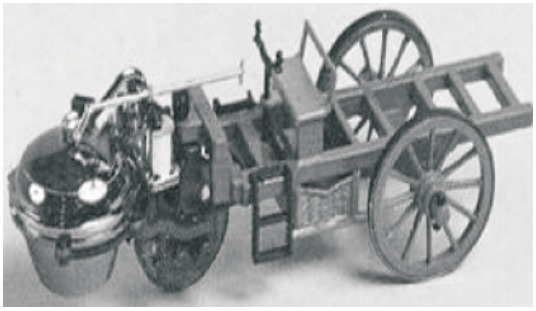

Figura 1 – Primeiro Veículo [4].

O veículo era movido a vapor e desenvolvia velocidade de apenas 10 Km/h, entretanto seu inventor não se preocupou no desenvolvimento de um sistema de frenagem e dessa forma, ocorreu o primeiro acidente automobilístico da história.

Por volta do ano de 1886, na Alemanha, Gottlieb Daimler e Carl Benz desenvolveram, os primeiros protótipos dos automóveis à combustão interna, que começariam a ser fabricados em 1896. Dessa forma houve a necessidade de se desenvolver mecanismos para a execução do processo de frenagem veicular.

Em 1890, "o americano Elmer Ambrose Sperry (1860-1930) inventou um freio que se assemelhava com o atual disco eletromagnético, onde o disco conhecido como freio magnético era colocado em contato com um outro disco (disco de freio) para aplicar um torque de frenagem" [4].

Outros sistemas mais simples eram constituídos por um dispositivo mecânico com uma alavanca que acionava uma sapata de madeira montada na outra extremidade junto à roda e proporcionava a ação de frenagem, conforme mostrado na Fig. (2).

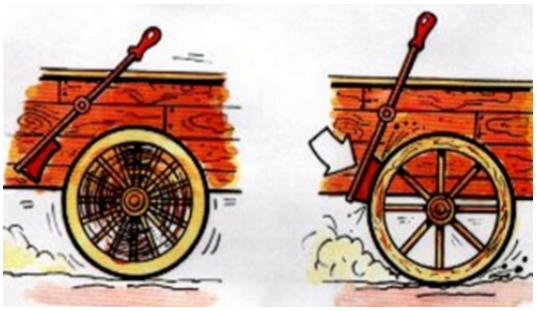

Figura 2 – Freio por alavanca [5].

Em seguida surgiram os freios de cinta, Fig(3), constituídos por uma roda fixada ao centro do eixo traseiro do veículo onde ao redor da mesma era montada uma cinta que continha material atritante. Em geral esse tipo de sistema de freio apresentava alto desgaste por atrito e aquecimento excessivo.

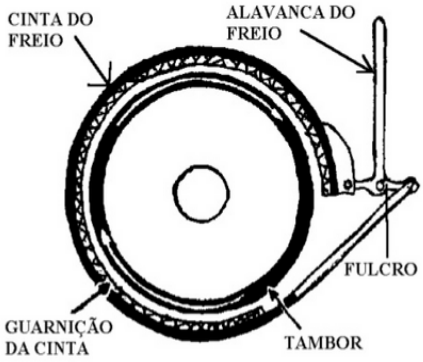

Figura 3 – Freio de Cinta [5].

Outra tecnologia utilizada foi o freio de transmissão (Differential Band Brake), que além de serem utilizados como freios de serviço eram utilizados como freio de estacionamento, como ilustrado na Fig. (4).

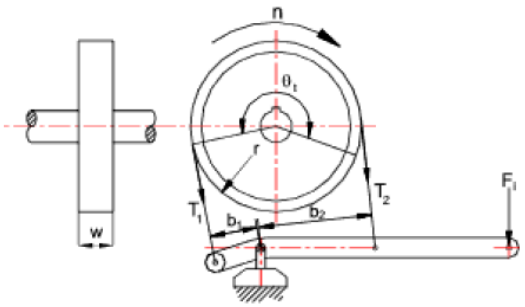

Figura 4 – Freio de transmissão [6].

Em 1902, foi inventado o freio a tambor pelo francês Louis Renault, onde esse mecanismo passou a ser um sistema fechado menos sujeito a intempéries e elementos como água, barro e areia, porém, mais sujeito a ação da temperatura, onde o movimento das sapatas sobre o tambor era totalmente mecânico, e operado através de alavancas e hastes ou mesmo cabos (os antigos varões). O famoso Ford T, possuía freios a tambor acionados por varão, somente no eixo traseiro, conforme ilustra a Fig. (5).

Figura 5 – Ford T [7].

Ainda em 1902, Frederick Willian Lanchester (1868-1946) inventou o dispositivo conhecido como freio a disco e o descreveu como sendo um disco de metal, que ao ser montado junto a um par de garras ou pinças e associado a cada uma das rodas traseiras do veículo, podia proporcionar o processo de frenagem, mediante o aperto que a pinça exerceria sobre o disco.

Em meados de 1930 começou a ser utilizado óleo sob pressão para acionar o sistema de freios por meio de pequenos cilindros hidráulicos ou pistões, sendo que os primeiros reguladores automáticos surgiram somente no ano de 1950.

Durante o século XX os dispositivos criados por Renault, Sperry e Lanchester sofreram melhorias quanto aos materiais usados e métodos de atuação. Sendo que após a segunda Guerra Mundial houve grande aumento devido a evolução da indústria aeronáutica. "Tais melhorias chegaram as corridas de automóveis e, em 1953, os freios a disco utilizados pela Jaguar fizeram grande sucesso na Le Mans, onde os pilotos eram capazes de freiar 300 metros depois de seus rivais no final da reta Mulsanne" [1].

Figura 6 – Lanchester modelo 1910 com, freio a disco traseiro. [6])

2.2 Sistema de Freio Hidráulico

O sistema de freio hidráulico é comumente aplicado na maioria dos automóveis de passeio, e se baseia por transmitir e multiplicar a energia aplicada pelo operador até os atuadores. Para tanto é utilizado óleo, também conhecido como fluído de freio, na transmissão de forças.

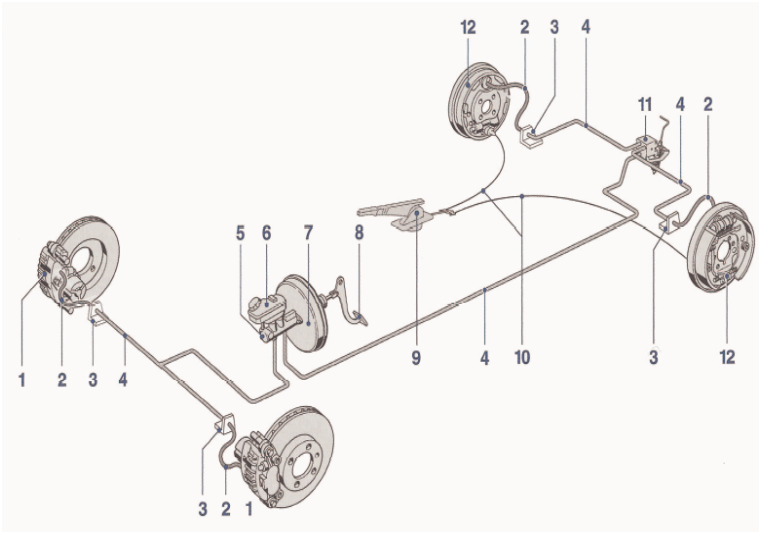

Figura 7 – Sistema convencional de freios. [8]

O freio convencional apresentado na Fig. (7) é esquematizado da seguinte forma: "(1) representa o freio a disco dianteiro; (2) o flexível de freio; (3) uma conexão hidráulica; (4) tubo; (5) o cilindro mestre; (6) o reservatório; (7) o servo-freio; (8) o pedal de acionamento; (9) a alavanca do freio de estacionamento; (10) o cabo de acionamento do freio de estacionamento; (11) a válvula proporcionadora sensível à carga; e (12) o freio a tambor traseiro" [8].

2.2.1 Componentes do sistema hidráulico

A seguir serão abordados alguns dos principais componentes do sistema hidráulico.

2.2.1.1 Freio a disco

O freio a disco possui versões para eixo traseiro e dianteiro e devido a sua caracteristica construtiva é possível dissipar mais rapidamente o calor proveniente do atrito devido a grande área de contato do disco com o ar, dessa forma a capacidade de frenagem do freio é mais rapidamente recuperada.

Basicamente é composto por um disco de freio que gira solidário a roda, abraçando o disco existe uma pinça ou caliper que suporta um par de pastilhas de freio, completando o aparato existem anéis de vedação hidráulica e o guarda pós proteção. Resumidamente ao acionar o pedal de freio a pressão hidráulica empurra o êmbolo longitudinalmente sobre as pinças, que por sua vez transmitem a pressão às pastilhas de freio que avançam sobre o disco ocasionando a frenagem desejada. Seus principais componentes estão ilustrados na Fig. (8).

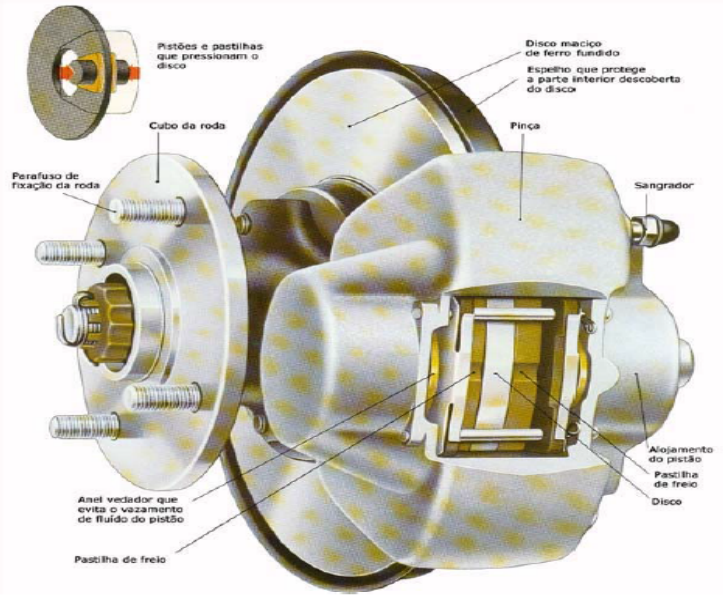

Figura 8 – Componentes do freio a disco. [9]

O freio a disco pode possuir três configurações de caliper: fixo, flutuante e deslizante. O modelo de caliper é fixado ao suporte, podendo possuir dois ou quatro êmbolos que empurram as pastilhas, [9]; O modelo de caliper flutuante, possui apenas um êmbolo que quando acionado, pressiona a pastilha de freio contra a superfície interna do disco sendo que a pastilha externa é puxada contra o disco de freio através da reação da ponte flutuante que está interligada por guias deslizantes, [10]; e o modelo de caliper deslizante funciona de maneira semelhante ao flutuante, porém desliza sobre pinos guia ao invés de se mover por sobre as guias do suporte, [8]. Tais sistemas são apresentados na Fig. (9).

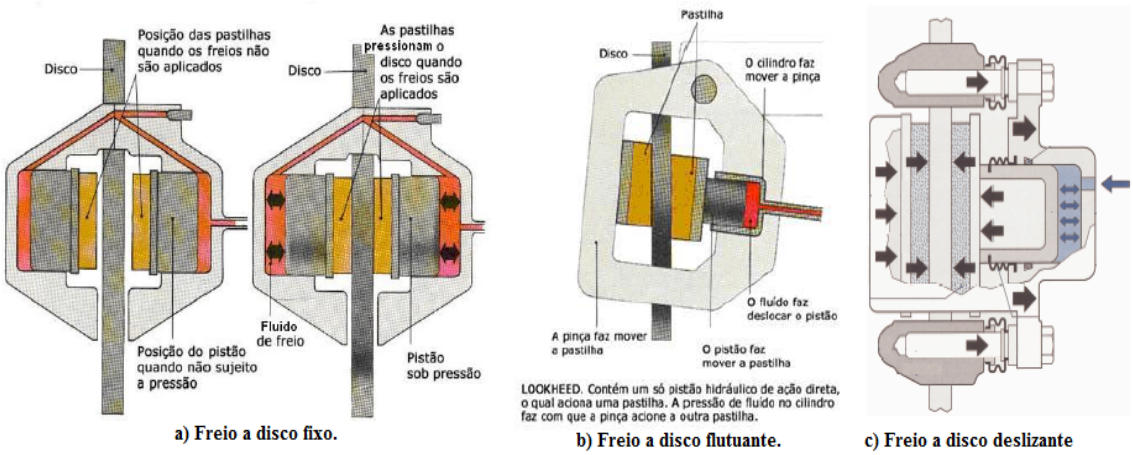

Figura 9 – Tipos de freios a disco. [9]

2.2.1.2 Cilindro Mestre

É o componente responsável por abastecer o sistema com fluído de freio advindo do reservatório e gerar a pressão hidráulica. Quando o motorista aciona o pedal de freio o pistão do cilindro mestre comprime o fluído de freio aumentando a pressão de todo o sistema. Dispositivo ilustrado na Fig. (10).

Figura 10 – Cilindro Mestre. [11]

2.2.1.3 Reservatório de freio

O reservatório é o local onde fica armazenado o fluído de freio que alimenta o cilindro mestre, como mostrado na Fig. (11).

Figura 11 – Cilindro mestre e reservatório. [12]

2.2.1.4 Pedal de Acionamento

Corresponde ao sistema de alavanca que inicia o processo de frenagem, serve de mecanismo de acionamento do sistema e também possui a funcão de multiplicar as forças aplicadas pelo motorista.

2.2.1.5 Servo freio

Também chamado de hidrovácuo, o servo freio tem como principal função multiplicar as forças no processo de frenagem. Esse dispositivo possui duas câmaras separadas por uma membrana, onde de um lado existe ar sob pressão atmosférica e do outro lado há uma depressão de vácuo gerada pelo coletor de admissão do motor ou por uma bomba de vácuo. Essa diferença de pressão no servo freio ajuda a diminuir o esforço do condutor sob o pedal, pois gera uma força adicional para o acionamento do cilindro mestre que é proporcional a área da membrana e ao nível de vácuo, [10]. A Fig. (12) mostra um servo freio em corte.

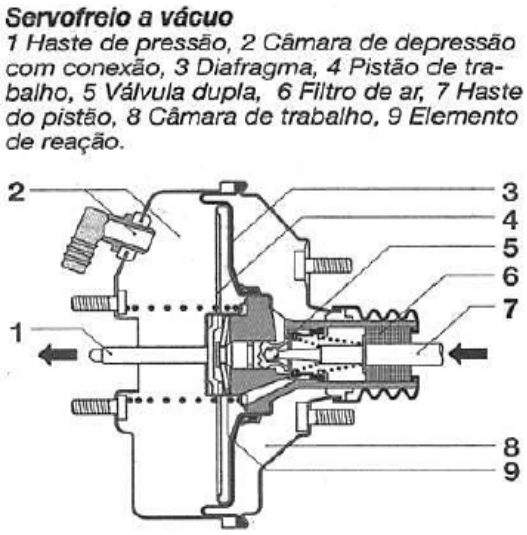

Figura 12 – Servo-Freio em corte. [10]

2.2.1.6 Válvula proporcionadora sensível à carga

Também conhecidas como válvulas equalizadoras de pressão, tem como principal função regular a pressão entre as rodas dianteiras e traseiras, tais dispositivos promovem o equilíbrio do veículo durante a frenagem, evitando um excesso de pressão sob determinada roda.

2.2.1.7 Freio a tambor

O freio a tambor, conforme mostrado na Fig. (13), é utilizado principalmente nas rodas traseiras dos veículos nacionais, são compostos por: "(1) é o cilindro de roda;

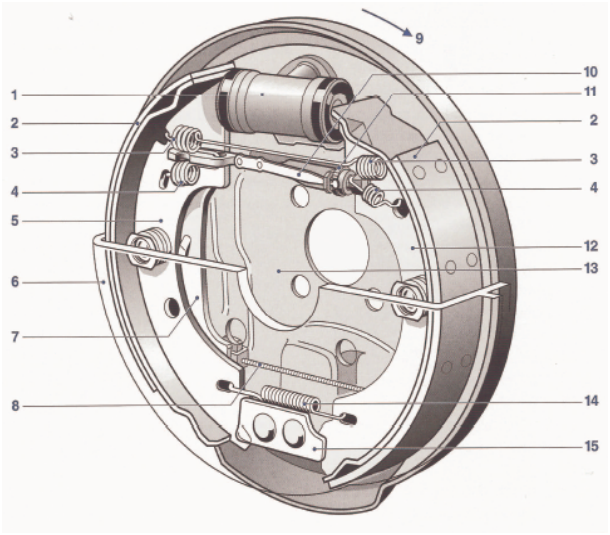

Figura 13 – Freio a tambor e seus componentes. [8]

(2) a sapata ou lona de freio; (3) a mola de retorno da sapata; (4) a mola de retorno do auto-ajuste; (5) o patim de freio; (6) o tambor de freio; (7) a alavanca do freio de estacionamento; (8) o cabo do freio de estacionamento; (9) o sentido de rotação do tambor; (10) a lâmina bimetálica do auto-ajuste; (11) a porca do auto-ajuste; (12) o patim de freio; (13) o prato; e (14) a mola de retorno; e (15) o pino de articulação" [8].

O acionamento do freio a tambor pode ser descrito resumidamente da seguinte forma: A pressão hidráulica proveniente do cilindro mestre, adentra a câmara existente no interior do cilindro da roda, movendo êmbolos de forma longitudionalmente, essa movimentação afasta os patins do sistema, que por sua vez afastam as sapatas contra o tambor de freio, provocando atrito que freia o veículo.

2.3 Sistema de Freio Mecânico

Os freios mecânicos fazem uso de dispositivos mecânicos, tais como cabos, hastes, alavancas, cames ou cunhas para transmitir forças para os freios das rodas. Na prática freios mecânicos são utilizados como freios de emergência ou de estacionamento, e sua eficiência mecânica gira em torno de 65% [13].

"Também chamado popularmente como de freio de mão, normalmente é acionado por meio de uma alavanca situada a direita do motorista, internamente essa alavanca possui uma estrutura serrilhada acionada por meio de um botão e uma mola. A alavanca do freio de mão pode atuar sobre um único cabo, ligado a uma peça articulada em forma de T, para transmitir o esforço com igual intensidade aos dois freios traseiros, ou utilizando dois cabos, cada um dos quais ligado aos freios traseiros de cada roda" [14].

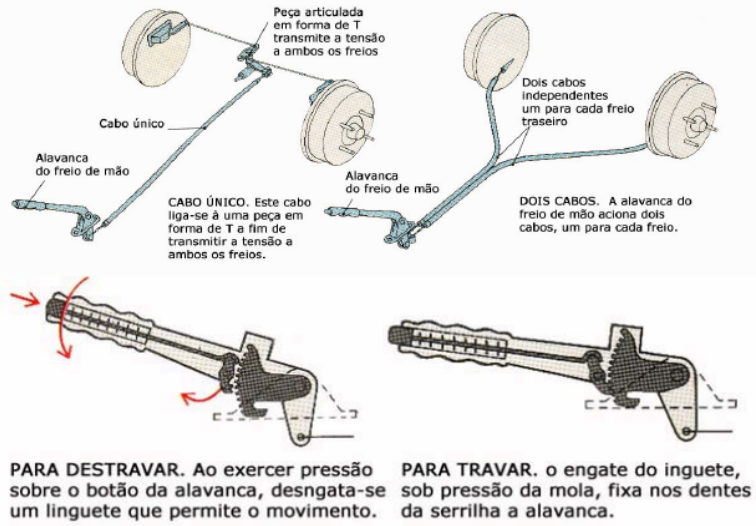

Figura 14 – Funcionamento do freio de mão. [14]

2.4 Freio Pneumático

Este sistema de freio utiliza ar comprimido como fonte de força para transmitir a energia de frenagem aos atuadores e são utilizados principalmente em veículos pesados como os de transporte de cargas e coletivos. Este sistema possui como principais vantagens: a sua alta velocidade de trabalho, não é influenciado por variações de temperatura, proporciona elementos construtivos mais simples, o ar comprimido não poluí em casos de vazamentos e está disponível na atmosfera.

Segundo a fabricante de freios a ar, Knorr-Bremse [15], o funcionamento do sistema ocorre mediante a compressão do ar por parte do compressor, em seguida o ar comprimido é enviado para o regulador de pressão, que controla a pressão de trabalho do sistema liberando para a atmosfera o excesso de pressão. A partir deste ponto o ar é distribuído para os quatro circuitos independentes através da válvula de proteção de 4 circuitos. A Fig. (15) representa um circuito pneumático padrão para o sistema de freios de um caminhão ou ônibus com dois eixos.

Nessa figura é possível observar o compressor (1) que ao ser acionado pelo motor do veículo, que faz a tomada de ar, filtra, e alimenta o sistema. Em seguida o ar é encaminhado para o regulador de pressão (2), que mantem a pressão necessária para a atividade de frenagem, ou seja, se a pressão ficar abaixo de 7,5 bar o compressor é acionado reestabelecendo a pressão, ao atingir 9 bar, o ar é liberado para a atmosfera [16].

A válvula de quatro circuitos indicada por (3) na Fig. (15) distribui o ar comprimido para quatro circuitos separados: um é destinado para os freios traseiros, outro para os freios dianteiros, outro para o de estacionamento e o último para acessórios, que incluem freio motor e buzina. Isso evita que o sistema fique sem ar comprimido quando um dos circuitos apresentar vazamentos ou qualquer outro tipo de problema [16]. Se vazar

ar de uma das saídas, as outras serão bloqueadas evitando perda de pressão em todo o circuito de freio. A válvula de proteção de quatro vias, para aumentar a segurança, prioriza o carregamento dos circuitos de freio de serviço dianteiro e traseiro e acessórios e por último o freio de estacionamento, evitando a saída do veículo sem ar comprimido nestes circuitos.

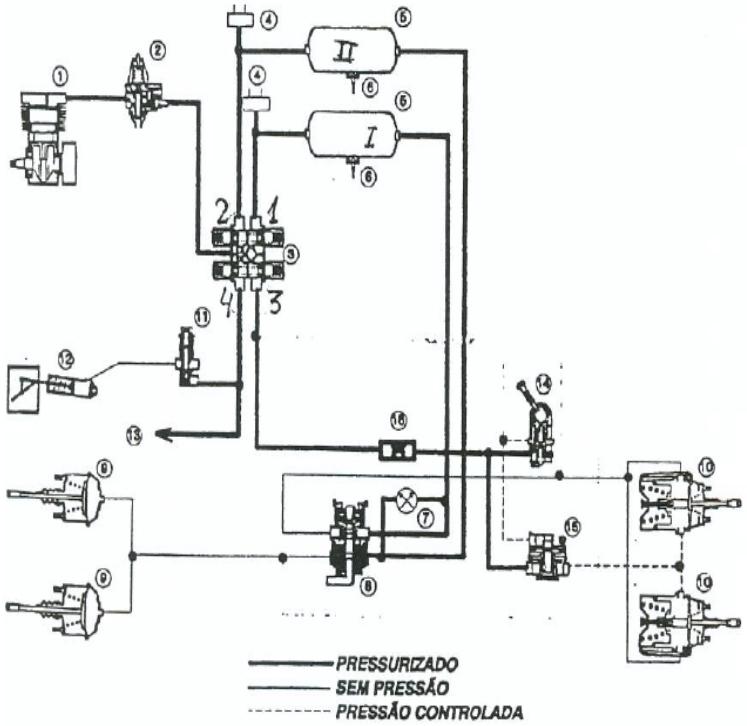

Figura 15 – Circuito de freio pneumático para caminhão com 2 eixos. [16]

2.5 Freio Eletromagnético

Este é um tipo de freio que se baseia na geração de uma corrente de Foucault [1] em um disco de metal existente entre uma estrutura de dois eletroímãs [17].

No movimento normal do veículo não há energização sobre os eletroímãs, sendo que o disco possui capacidade de girar livremente, porém ao serem acionados os freios os imãs passam a ser energizados travando o giro do disco carregado, gerando calor e freando o veículo. A Fig.(16) ilustra esse dispositivo.

Seu funcionamento ocorre quando o pedal do freio é acionado, o sistema usa o motor elétrico para gerar energia elétrica e, com esta energia, liga os magnetos do freio, atuando sobre o disco e reduzindo a velocidade do automóvel.

[1] Corrente de Foucault: É uma corrente induzida em um material condutor, relativamente grande, quando sujeito a um fluxo magnético variável.

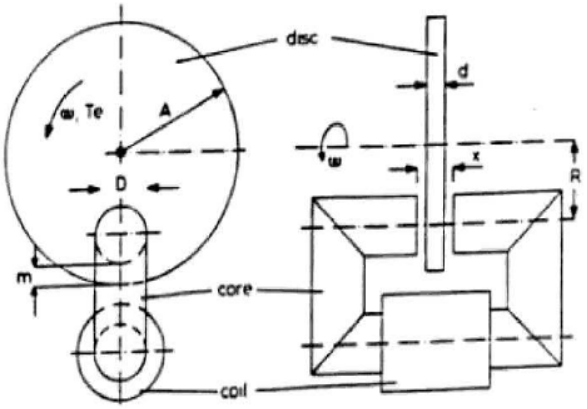

Figura 16 – Representação do freio eletromagnético. [8]

Com a velocidade sendo reduzida, a energia elétrica gerada pelo motor diminui, reduzindo, consequentemente, a indução magnética dos magnetos e sua força sobre o disco. Desta forma, o sistema evita, naturalmente, travamentos da roda.

No momento em que o veículo estiver parado, a energia vinda do motor cessa assim como a indução magnética, o que deixaria o veículo "solto", se não fosse o dispositivo de segurança que fecha as pinças magnéticas quando as mesmas estiverem desenergizadas. Além disso, um dos magnetos e um dos lados do disco devem possuir pequenas ranhuras, para evitar deslocamentos do veículo pelo próprio peso, em uma ladeira. Este dispositivo de segurança serve, portanto, como freio de estacionamento.

Ao se pisar no acelerador, as pinças são energizadas, mas os magnetos não, isto abre as pinças, permitindo o movimento do automóvel.

2.6 Freio Eletromecânico

Este modelo de sistema de freio também possui um disco de freio abraçado por um par de pastilhas, semelhante ao freio a disco convencional, porém associado ao disco existe um motor elétrico e um conjunto de engrenagens que transformam o movimento de rotação do motor em um movimento translacional que terá a incubência de travar o disco.

"É composto por um motor DC sem escovas, pastilhas de freio, engrenagem do rotor que formam uma roda solar da engrenagem planetária, onde as rodas planetas destas engrenagens estão em contato com a engrenagem interna presente no gabinete de freio fornecendo assim energia rotacional que será transformada em energia translacional. No interior da engrenagem planetária existe um dispositivo medidor de força e um pino para reduzir o choque pela ação do movimento de rotação do carretel. Ao acionar o freio a pastilha é movida pelo seu suporte para atritar com o disco, enquanto o pino de pressão

e o sensor de força são direcionados para o disco de freio, devido o movimento do carretel" [17].

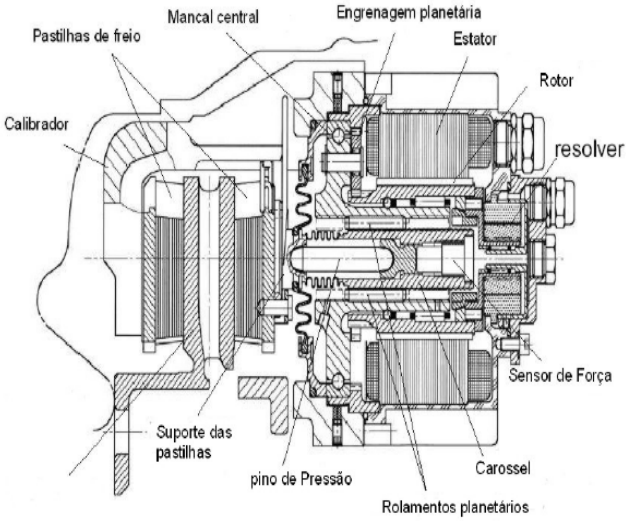

Figura 17 – Freio eletromecânico e seu interior. [17]

3 Sistema Antibloqueio (ABS)

O sistema ABS é um dispositivo eletrônico auxiliar do sistema de freio que evita o travamento das rodas em situações de frenagem brusca proporcionando ao condutor do veículo menores distâncias de frenagem, a manutenção da dirigibilidade e o menor desgate dos pneus.

Nas seções a seguir será feito uma revisão sobre o freio ABS abordando a sua história, o seu funcionamento, componentes, algumas caracteristicas gerais e uma descrição sobre a efetividade do sistema.

3.1 Histórico do Sistema Antibloqueio

Ao longo do tempo o sistema antibloqueio foi se desenvolvendo buscando melhores condições de segurança no processo de frenagem, sendo que primeiramente foram utilizados em trens, em um dispositivo conhecido como "slip prevention regulator" do britânico J. E. Francis onde o desempenho dos freios até então era precário, por volta de 1908.

"Em 1928, foi patenteado o dispositivo "break power regulator" pelo alemão Kersel Wessel, porém tal projeto nunca saiu do papel. Paralelamente Werner Möhl projetou o "safety device for hidraulic brakes" e Richard Trappe inventou o "break blocking preventer", ambos os sistemas se mostraram ineficientes"[13].

Em seguida, foi adaptado no setor aeronaútico com a função de parar as aeronaves de forma mais eficiente em pistas escorregadias, onde os primeiros aviões a receberem o ABS foram os bombardeiros B-47 buscando evitar o estouro do pneu em pistas de concreto seco e seu escorregamento em pistas cobertas por gelo, conforme [17], um dos primeiros modelos para esse sistema foi Maxaret da Dunlop, que era um sistema totalmente mecânico introduzido por volta de 1950, porém tais sistemas possuiam um longo tempo de reação, pois o mesmo deveria medir o escorregamento nas rodas, detectar possíveis de bloqueios e promover a redução da pressão hidráulica aplicada aos freios de forma efetiva [18].

O primeiro automóvel a utilizar tal dispositivo foi derivado de uma adaptação de modelos áereos em uma série limitada dos Lincolns, em seguida, por volta de 1960, A Ford, Chrysler e Cadillac passaram a fornecer em alguns modelos de automóveis, até então o primeiro sistema a utilizar computadores analógicos e moduladores à vácuo.

Com a introdução de semicondutores eletrônicos na década de 60, os primeiros protótipos de ABS passaram a se tornar uma realidade e já geravam bons resultados.

Em 1970, a Teldix GmbH em parceria com a também alemã Daimler-Benz inicia os primeiros testes para o dispositivo denominado ABS1, emtretanto a produção em série se demonstrou inviável devido a baixa confiabilidade, a alta quantidade de componentes (mais de 1000), e a alta probabilidade de falhas inviabilizava a adoção do equipamento em série, uma vez que os requisitos de segurança não eram integralmente satisfeitos [8].

Em 1978, a empresa alemã Bosch disponibilizou um sistema conhecido como ABS 2 um dispositivo criado com base em dispositivos de gerenciamento eletrônico, utilizando tecnologia digital e circuitos integrados, semelhantes aos atuais porém com 6,3 Kg para versões 2.0, o dispositivo possuia bem menos componentes que seu antecessor, os cálculos eram realizados de maneira mais rápida e a confiabilidade do sistema era adequada. Tais dispositivos foram instalados como itens opcionais nos veículos Mercedes Bens Classe S, BMW Série 700 e em limousines.

Em 1983, a Bosch lança o "ABS 2S", o sistema integrava componentes na unidade de controle eletrônica, isso reduziu para 70 o número de componentes e reduziu a massa para 4,3Kg.

"Em 1985, Mercedes, BMW, e Audi introduziram um sistema ABS Bosch enquanto a Ford introduziu seu primeiro sistema Teves"[17].

No final dos anos 80, o freio ABS já havia se difundido para carros esportivos e de luxo, sendo que em 1989, a Bosch lança o "ABS 2E"que adotou uma memória programável de 8kByte de capacidade ao invés de um circuito digital.

Em 1993, no Salão de Frankfurt, A Bosch lançou no mercado a geração 5.0, que possuia o dobro de memória em comparação com o "ABS 2E". Até 1998, foram lançadas as versões 5.3 e 5.7 sendo que está última saiu com menor peso 2,5Kg, com novos componentes como a distribuição eletrônica de frenagem (EBD) que substituiu a válvula mecânica de carga, e a capacidade do computador aumentou para 48 kBytes.

Em 2001, a mesma empresa lança ao mercado o ABS Geração 8, com design modular e vários graus de liberdade nos sistemas ABS, TCS (Sistema de Controle de Tração) sistema que evita que as rodas derrapem durante a aceleração e o ESP (Sistema de Controle de Estabilidade) sistema que soma os recursos do ABS e TCS porém com controle de torque que evita derrapagens laterais, além disso a capacidade do computador aumentou para 128kBytes e a sua massa reduziu para 1,7 Kg.

Em 2009, a Bosch lança o "ABS 9"que possui como principais caracteristicas o peso reduzido 1,1 Kg e tamanho também reduzido, além de proporcionar menor vibração no pedal de freio.

No Brasil, essa tecnologia chegou apenas em 1991, sendo que só em 2007, o equipamento começou a ser produzido em território nacional pela fábrica da Bosch em Campinas, São Paulo. Atualmente, o ABS é um item de segurança testado e aprovado pela grande

maioria de estudiosos do setor.

A Fig. (18) resume a evolução do módulo eletrônico do sistema de freio ABS ao longo dos anos em relação a sua massa, evidênciando dessa forma a redução da massa do mesmo.

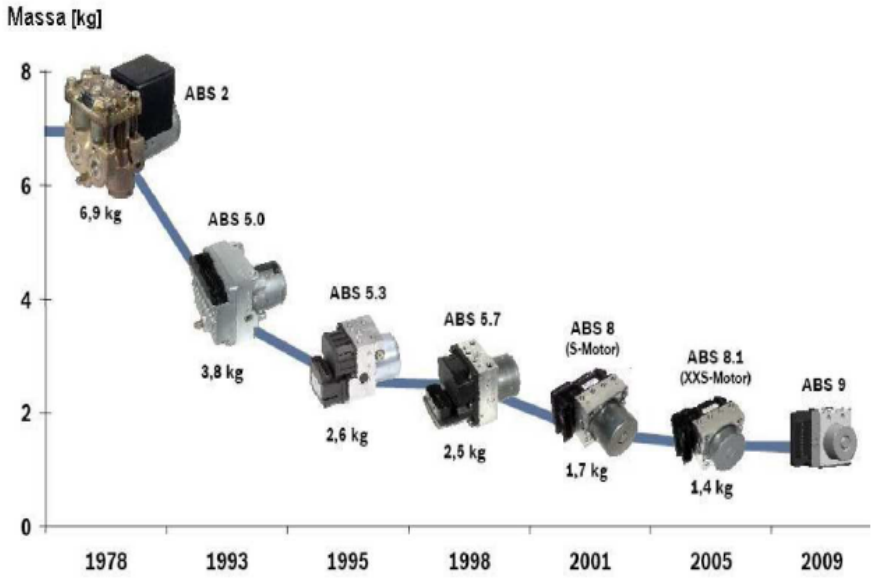

Figura 18 – Evolução do sitema ABS - BOSCH. [18]

3.2 Componentes

Existem algumas variações entre os fabricantes em relação ao número de componentes presentes, entretanto a maioria dos sistemas de freios ABS, possuem três elementos principais, além dos componentes básicos do sistema de freio citados no capítulo anterior.

Os três componentes básicos de um freio ABS são: os sensores de velocidade, o modulador hidráulico e a Unidade de controle eletrônica dos freios (EBDM).

3.2.1 Sensores de Velocidade

São sensores que fornecem a medida da velocidade de cada roda para a EBDM, tais sensores estão localizados em cada roda ou no diferencial dependendo do tipo de de configuração de ABS, conforme mostrado na Fig. (19).

Estes dispositivos podem ser de três tipos: relutância variável, efeito hall ou magneto resistência.

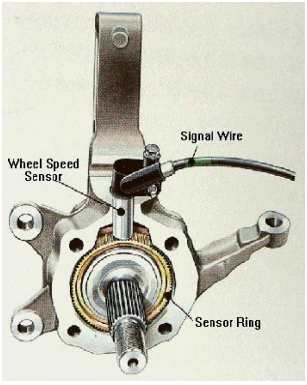

Figura 19 – Sensor de Velocidade. [19]

3.2.1.1 Sensores de Relutância Variável

Em sua maioria estes dispositivos são formados por um imã permanente, um pólo ferromagnético e uma bobina.

Este sensor é posicionado bem próximo ao conjunto com uma roda dentada que gira associado com a roda do veículo, onde o "gap" ou espaçameno entre os dentes da engrenagem não conduzem tão bem o campo magnético quanto o material metálico do dente, ou seja, a relutância aumenta no gap e diminui na passagem dos dentes, essa variação da relutância provoca variação do fluxo magnético, que por sua vez induz uma tensão (alternada) na bobina, conforme mostrado na Fig. (20). Dessa forma é gerado um sinal de tensão senoidal com amplitude proporcional a velocidade de rotação e com frequência igual ao número de dentes que passam pelo sensor por segundo. Um cabo coaxial é usado no envio do sinal e para evitar a interferência no mesmo.

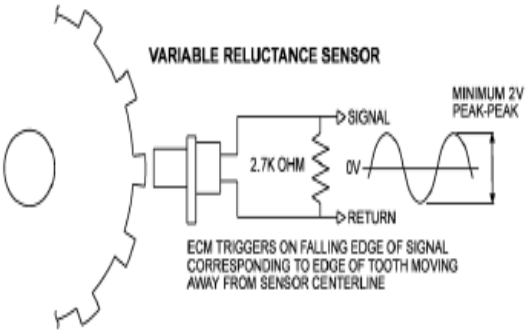

Figura 20 – Sensor de Relutância Variável. [19]

3.2.1.2 Sensores de Efeito Hall

São sensores compostos por um material semicondutor portador de corrente eletrica (3 a 10 mA), com um imã permanente fixado sobre tal elemento, formando um campo magnético perpendicular a corrente elétrica que passa pelo semicondutor, Fig. (21).

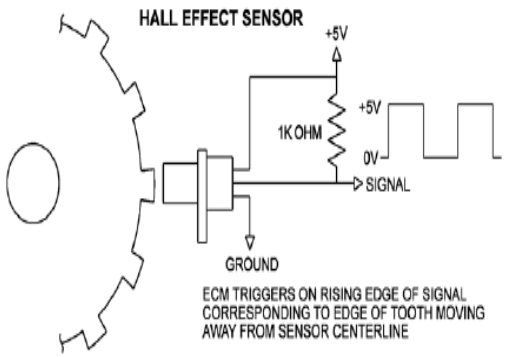

Figura 21 – Sensor de Efeito Hall. [19]

Da mesma forma que o sensor de relutância variável esse sensor também é posicionado próximo a roda dentada que gira associada a roda do veículo. Conforme os dentes da roda passam uma variação da densidade de fluxo magnético surge. Como a tensão de saída é proporcional a densidade de fluxo magnético, tem-se como resposta uma onda quadrada de amplitude constante.

3.2.1.3 Sensores de Magneto Resistência

Estes sensores são constituídos de um disco de material magnético, magnetizado de forma alternada, com ímãs de polaridade diferente. Um circuito eletrônico contendo um elemento magneto-resistivo, está instalado sobre o disco, conforme ilustra a Fig. (22). O elemento sensível tem a propriedade de modificar a sua resistência em função da intensidade do campo magnético que o atravessa. Ao girar o disco, os ímãs provocam a variação do campo magnético que atinge o elemento magneto-resistivo. Como conseqüência disto, varia também a resistência do mesmo. Um circuito eletrônico associado transforma as variações de resistência em variações de tensão gerando, assim, o sinal pulsado.

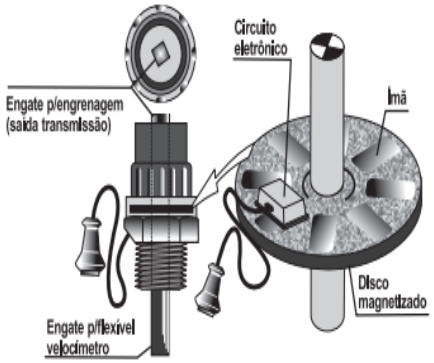

Figura 22 – Sensor de Magneto Resistência. [20]

A partir de 1999, a Mercedes Benz passou a substituir os sensores de relutância varíável pelo de magneto resistência, devido a facilidade de execução do processo de ma-

nutenção que tal dispositivo fornecia, pois o sensor de relutância variável exigia que o veículo estivesse em movimento para a avaliação do seu correto funcionamento.

3.2.2 Modulador Hidraúlico

O modulador hidraúlico é o dispositivo localizado entre o cilindro mestre e o cilindro da roda que de acordo com os comandos da advindos da EBCM é responsável por aumentar, manter, ou aliviar a pressão nos atuadores dos freios. Esse controle sobre a pressão nos freios é conseguido graças a atuação do modulador de pressão associado as válvulas solenóides.

A Fig. (23) representa um modelo esquemático do freio ABS8 da BOSCH, onde: "(1) Cilindro Mestre, (2) Freio/Cilindro da roda; (3) Modulador Hidráulico; (4) Válvulas de entrada; (5) Válvulas de saída; (6) Bomba de retorno; (7) Acumulador; (8) Bomba" [21].

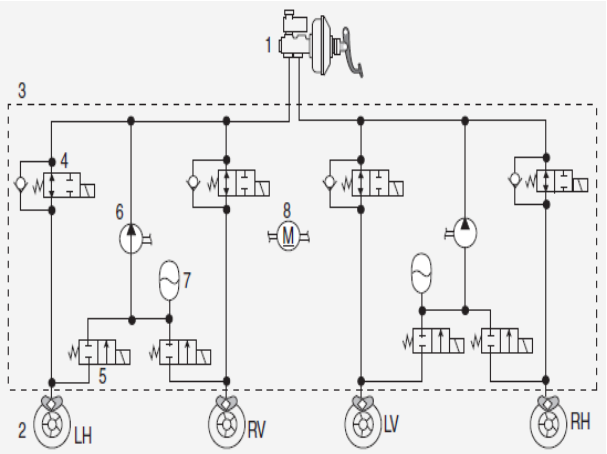

Figura 23 – Modulador Hidráulico ABS-8, BOSCH. [21]

"O modulador de pressão pode ser substituído por um excitador de corrente elétrica em veículos equipados com freios eletromagnéticos que possuem atuação por corrente elétrica" [21].

3.2.3 Módulo de Controle Eletrônico dos Freios (EBCM)

A Unidade de Controle Eletrônico do ABS é responsável por monitorar a velocidade dos sensores das rodas interpretar os sinais vindos dos mesmos, calcular o deslizamento para cada roda, verificar se o mesmo se encontra dentro da faixa de valores desejados (0,1 a 0,2), enviar o comando de ação para o modulador hidraúlico, pode fazer isso até 20 vezes por segundo.

Os modelos mais novos possuem dois microprocessadores, representados na Fig. (24) que funcionam com o mesmo programa simultâneamente e de forma independente, isto é feito para evitar falhas no processo de frenagem.

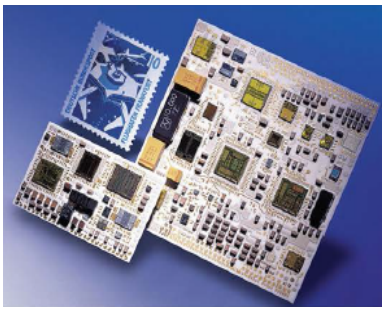

Figura 24 – Microprocessador usado na ECU. [21]

3.3 Funcionamento

O funcionamento do freio ABS se inicia no processo de leitura que os sensores fazem em cada roda de acordo com a passagem dos dentes da engrenagem que gira solidária a roda do veículo, tais leituras geram um sinal que é transmitido via cabos até a EBCM.

Na EBCM rodam diversas rotinas de cálculos, as quais vão fornecer a velocidade das rodas, comparando a velocidade específica de cada roda com a velocidade do veículo, pode-se estimar o deslizamento das rodas, e dessa forma prever sua tendência de travamento.

Dependendo dos resultados dos cálculos realizados pelo módulo eletrônico, um sinal é enviado as válvulas eletromagnéticas do modulador hidraúlico, que podem atuar da seguinte forma:

1. Aumentando a pressão nos freios: linha de freio aberta (válvulas de entrada abertas) ao cilindro mestre.
2. Manutenção de pressão: linha de freio fechada (válvulas de entrada e saída se fecham). Busca-se manter a pressão estável e as rodas na eminência de travamento.
3. Redução de pressão: linha de freio aberta (válvulas de saída abertas) para o acumulador e acionamento da bomba de retorno.

"Caso o freio seja eletromagnético o sinal é enviado da EBCM para o acionamento do modulador de pressão de freio ou excitador de corrente" [17].

Através das tubulações hidráulicas essa alteração de pressão é repassada aos dispositivos de freio, os quais irão executar a frenagem. Fios e conectores irão fazer as conexões elétricas e ligar os dispositivos uns aos outros.

A auto-diagnose monitora de forma contínua o funcionamento de todos os componentes do sistema, e em caso de falhas desativa o ABS, e o veículo passa a ter somente como opção de frenagem apenas os freios convencionais, nesse momento uma luz de emergência se acende no painel de instrumentos, indicando ao condutor do veículo que o sistema possui problemas [8]. "Os processadores da EBCM tem memória não-volátil em que os códigos de falha são escritos para que mais tarde, caso seja necessário, seja possível ter acesso ao diagnóstico de funcionamento do sistema" [21].

O processo de auto-diagnose do ABS pode ser listado pelo seguinte procedimento [21]:

1. Fornecimento de corrente.
2. Exterior e interfaces de interiores.
3. Transmissão de dados.
4. A comunicação entre os dois microprocessadores.
5. Operação de válvulas e relés.
6. Operação de controle de memória falha.
7. Leitura e funções de na memória.

Tudo isso leva cerca de 300 ms.

A Fig. (25) apresenta um modelo de um veículo com o sistema ABS instalado.

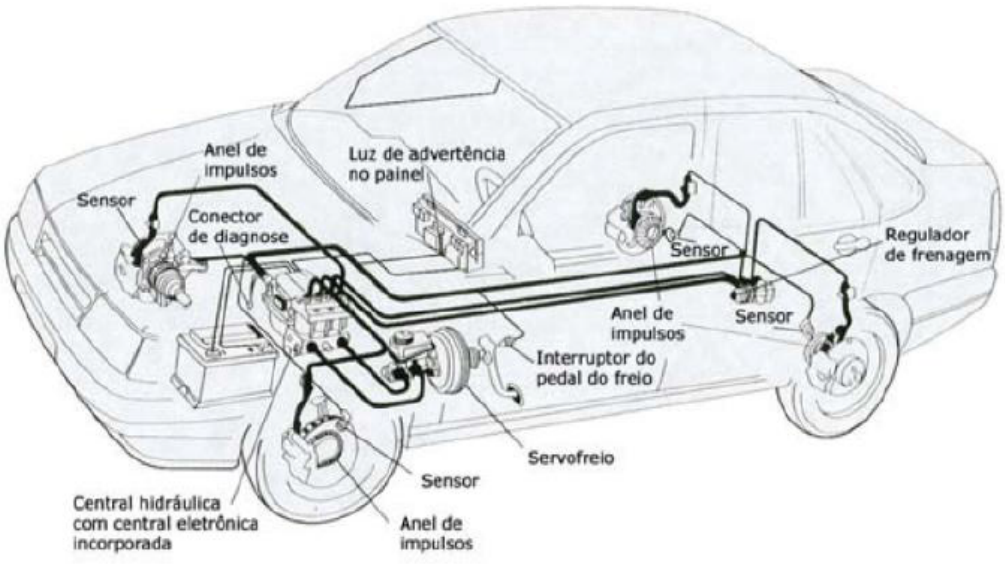

Figura 25 – Sistema ABS instalado no veículo. [8]

Outros sistemas de funcionamento podem ser encontrados no mercado além do apresentado acima, porém a finalidade do uso é o mesmo, maximizar o poder de frenagem sem travar as rodas.

3.4 Configurações de ABS

Os sistemas de frenagem antitravamento utilizados atualmente usam diferentes métodos, dependendo do tipo de freios em uso, os tipos de freios ABS se classificam pelo número de moduladores (canais) e o número de sensores de velocidade, como pode ser visto na Fig. (26).

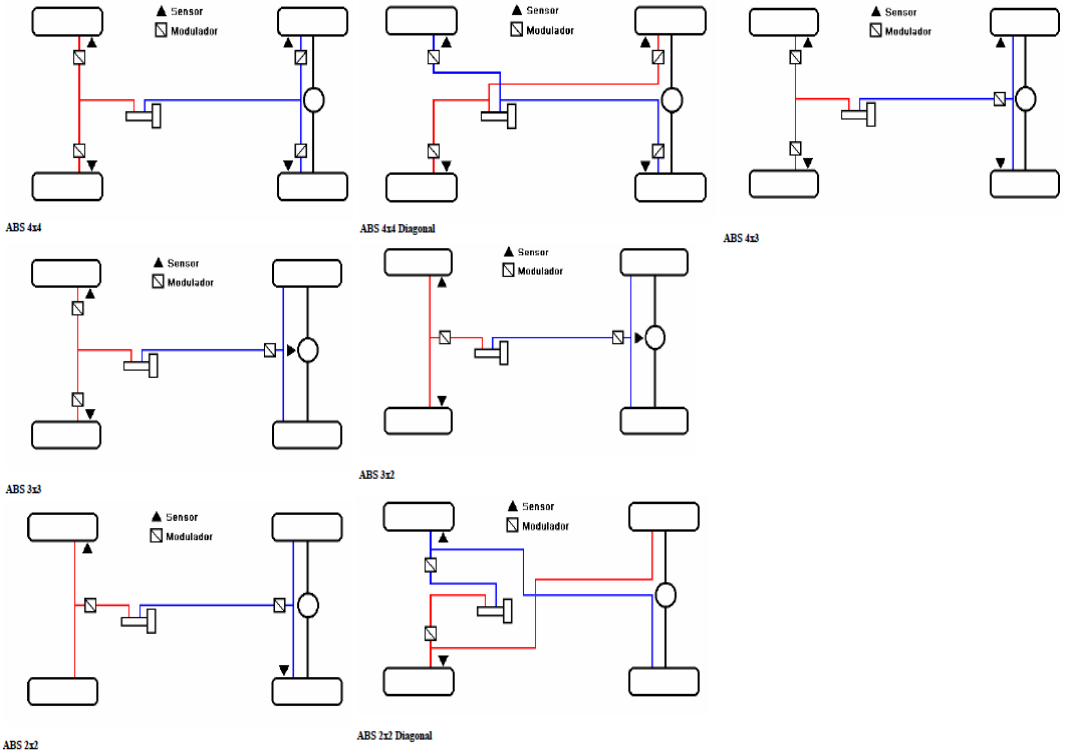

Figura 26 – Representação de sistema ABS instalado no veículo [22].

3.5 Efetividade

O freio ABS assim como o freio tradicional possui diferentes níveis de desempenho que são ocasionados por diversos fatores: em relação às condições dos diferentes tipos de estrada, a concepção de sistema adotado e a resposta do condutor. A maioria destes sistemas de controle são baseados em dados empíricos e fortemente dependentes do ambiente de teste.

Um dos principais fatores de observação que influênciam a atuação do sistema ABS, são as condições de estrada. Em superfícies como asfalto e concreto, tanto secas

quanto molhadas, a maioria dos carros com o dispositivo são capazes de atingir menores distâncias de frenagens do que aqueles que não o possuem.

Esse controle sobre a frenagem fornece ao motorista a condição de pemanência do controle direcional do veículo facilitando dessa forma possíveis manobras a serem realizadas mesmo sob difíceis condições de via como as alagadas. Porém superfícies que possuam neve e pedregulhos a falta do dispositivo facilita a ação dos freios, pois ao travar as rodas, estas escavam o solo, de forma que o material existente na pista auxilia em sua estagnação. Atualmente alguns modelos de carros possuem um sistema de ABS que pode ser desligado se for julgado necessário.

Parte II

Dinâmica do sistema

4 Dinâmica do Sistema

A seção a seguir trata das características físicas que garantem o funcionamento do freio ABS, e o desenvolvimento matemático que envolve a dinâmica do sistema de freio ABS. A teoria desenvolvida nesta parte do trabalho foi baseada principalmente nas referências [17] e [1].

4.1 Física teórica envolvida

No funcionamento do freio ABS é de suma importancia entender a física existente na região de contato do pneu com a pista.

Os veículos portadores de freios convencionais ao estarem com tal sistema acionado de forma vigorosa ocorre nessa região de contato um atrito cinético devido ao travamento das rodas que passam a deslizar pela pista de forma que qualquer movimento feito pelo motorista na tentativa de mudar a direção do automóvel fica frustada devido ao deslizamento do pneu em relação a via.

Em veículos que possuem ABS isso não ocorre, pois no momento da frenagem o pneu por não travar possui com a pista uma relação de atrito estático, principalmente em pistas asfaltadas e molhadas, de forma que a roda reduz sua velocidade sem parar de girar evitando que se acumule água entre esta e a pista. Essa diferença dos atritos é uma das principais razões do bom funcionamento desse sistema, já o coeficiente de atrito estático possui maior valor em relação ao coeficiente de atrito cinético, consequentemente a força de atrito estático é maior que a força de atrito cinético como fica evidênciado pela Eq. (4.1) e na Tab. (1):

$$F_i = \mu(\lambda) N_v \tag{4.1}$$

Tabela 1 – Coeficiente de atrito entre pneu e pista. [23]

Materiais Atritantes	$\mu_{estatico}$	$\mu_{cinetico}$
Borracha com asfalto seco	1,20	0,85
Borracha com asfalto molhado	0,80	0,60

Onde F_i é a força de atrito entre o pneu e a pista quando o veículo é freado, $\mu(\lambda)$ é o coeficiente de atrito dado em função do deslizamento da roda e N_v é a força normal do pneu, ou seja, a reação do pneu com o solo, definida por fatores como massa do veículo, localização do centro de gravidade, dinâmica da suspensão e a dirigibilidade.

A força de atrito, ou aderência pode ser atribuída as formas de interação entre a pista e a borracha do pneu, dependendo de diversos fatores como: "a adesão molecular existente entre as superfícies, a deformação da borracha com as irregularidades do solo proporcinando a interpenetação de ambas, a quantia de sulcos presentes nos pneus e os materiais que compõem essa região de contato" [1].

4.2 Dinâmica da roda

O movimento natural da roda, seja ela dianteira ou traseira pode ser determinado matematicamente ao aplicar a segunda Lei de Newton em um sistema rotacional acelerado como mostrado na Fig. (27)

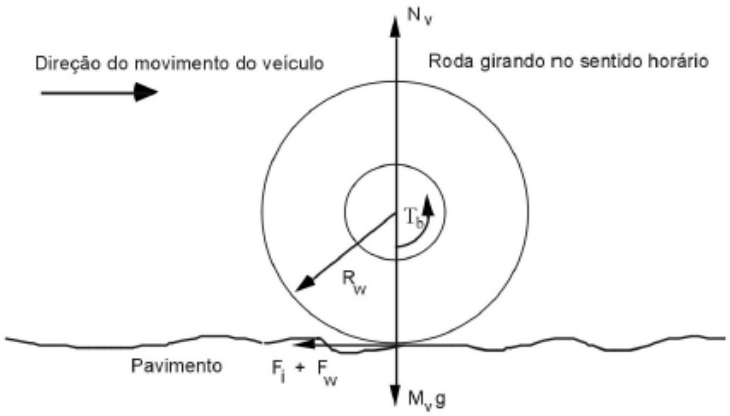

Figura 27 – Dinâmica da roda. [17]

"O estudo da dinâmica da roda identifica a velocidade da roda e do veículo como variáveis de estado e o torque aplicado as rodas como variável de entrada" [17]. A equação que rege o movimento angular de cada roda é dada pela Eq. (4.2).

$$\begin{aligned} \sum M &= J_\omega \, \dot{\omega}_i \\ J_\omega \, \dot{\omega}_i &= -(T_{bi} + R_\omega F_i + R_\omega F_\omega) \end{aligned} \tag{4.2}$$

Onde $(\dot{\omega}_i)$ é a aceleração da roda, (ω_i) é a velocidade angular da roda, (T_{bi}) é o torque do freio, (R_ω) é o raio da roda, (J_ω) é o momento de inércia da roda, (F_i) é a força atrito do pneu com a pista e (F_ω) é o atrito viscoso.

O torque total (T_t) por sua vez, produzido pela roda durante a frenagem pode ser calculado pela subtração do torque de freio (T_{bi}) com os torque devidos à força de atrito pneu/pista (F_i) e a força de atrito viscoso da roda (F_ω) [17]. Como matematicamente o torque é calculado utilizando o produto da força pelo seu braço de ação e no caso das forças de atrito ambas possuem como braço de ação o raio da roda, o equacionamento do torque total fica determinado conforme a Eq. (4.3):

$$\text{Veículo sendo freiado: } T_t = T_{bi} - R_\omega(F_i + F_\omega) \tag{4.3}$$

O cálculo do torque total é importante, pois ao dividir o mesmo pelo momento de inérica da roda (J_ω) é possível obter a aceleração angular da mesma ($\dot{\omega}_i$), como demonstrado na equação (4.4).

$$\dot{\omega}_i = \frac{T_t}{J_\omega} \tag{4.4}$$

Como já mencionado anteriomente, as diferentes condições de pista influenciam também no valor da função coeficiente de atrito ($\mu(\lambda)$) apresentada na equação (4.1), onde a alteração dos valores de pico do coeficiente de atrito (μ_p) e de pico do deslizamento da roda (λ_p), acarretam em alterações no valor deste coeficiente, na Eq. (4.5) apresentada a seguir:

$$\mu(\lambda) = \frac{2\mu_p\lambda_p\lambda}{\lambda_p^2 + \lambda^2} \tag{4.5}$$

O comportamento desta função é mostrado na figura (28) na qual é possível observar o comportamento de ($\mu(\lambda)$) e de (λ) de acordo com o desenvolvimento da aceleração veicular, onde para valores positivos de tais variáveis ocorre o processo de aceleração e para valores negativos a desaceleração.

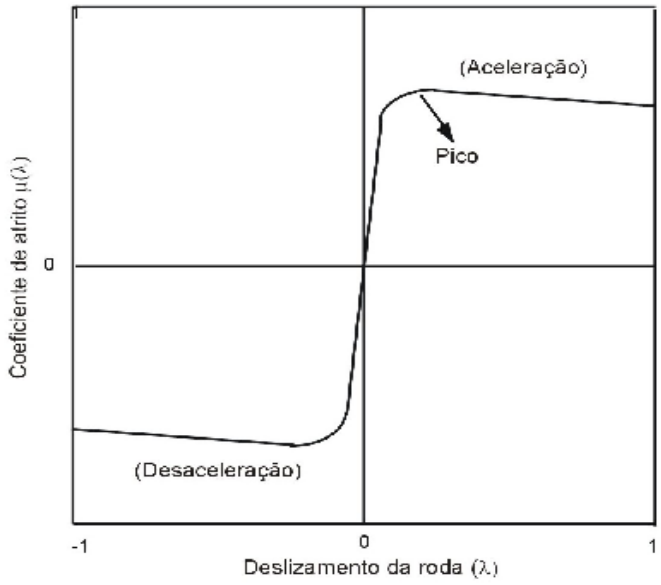

Figura 28 – Gráfico $\mu(\lambda)$xλ. [17]

Esses valores de pico tem estreita relação com as condições da pista conforme mostra a Tab. (2).

Tabela 2 – Pico médio do coeficiente de atrito x Diferentes superfícies. [17]

Superfície	Média de Pico
Asfalto e concreto (seco)	0,8 até 0,9
Asfalto (molhado)	0,5 até 0,6
Concreto (molhado)	0,8
Pista de Terra (seca)	0,68
Pista de Terra (molhada)	0,55
Pedra	0,6
Gelo	0,1
Neve (placa sólida)	0,2

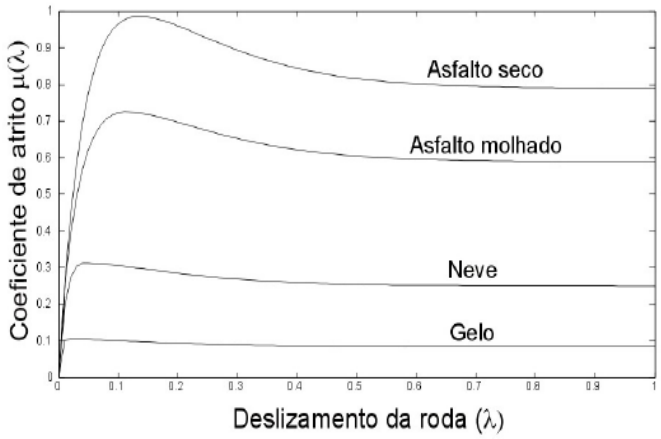

Figura 29 – Curvas μ x λ para diversas condições de pista. [17]

Graficamente essa influência se dá pela Fig. (29).

Para que um pneu possa transmitir uma força longitudinal através de uma superfície de contato como a pista, de forma a provocar seu deslocamento é necessário a aplicação do torque de tração e de frenagem, esses torques provocam na banda de rodagem uma reação. O torque de tração gera uma tração na banda de rodagem com a pista fazendo com que o pneu se mova a uma distância maior do que quando livre. O torque de frenagem por sua vez, provoca uma compressão na banda de rodagem fazendo com que o pneu adquira uma menor distância em comparação ao seu movimento livre.

A esse comportamento é dado o nome de deslizamento da roda (λ), que é definido matemáticamente pela Eq. (4.6)

$$\lambda = \frac{(\omega_i - \omega_v)}{\omega_j}, \text{ para todo } \omega_j \neq 0 \tag{4.6}$$

Onde:
(ω_v) = velocidade angular do veículo;
(ω_i) = velocidade angular da roda;

As velocidades angulares (ω_v) e (ω_i) são definidas pela razão da velocidade linear do veículo pelo o raio da roda do mesmo, assim as velocidades angulares são definidas como:

$$\omega_v = \frac{v}{R_\omega} \tag{4.7}$$

$$\omega_i = \frac{v_i}{R_\omega} \tag{4.8}$$

As velocidades angulares iniciais do veículo e da roda utilizadas na Eq. (4.6) são inicialmente iguais antes dos freios serem acionados [16].

O termo ω_j apresentado na Eq. (4.6) representa a máxima magnitude entre as velocidades angulares da roda ou do veículo conforme mostrado na Eq. (4.9).

$$\omega_j = \max(\omega_i, \omega_v) \tag{4.9}$$

4.3 Dinâmica do veículo

Segundo [1], para analisar a dinâmica do sistema será analisado o modelo veicular apresentado na Fig. (30)

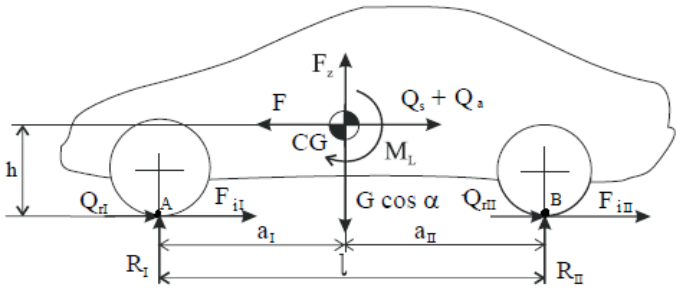

Figura 30 – Modelo de veículo sob frenagem. [1]

Com base na equação que rege a segunda lei de Newton é possível descrever a dinâmica do veículo como sendo:

$$\begin{gathered} \sum F_x = 0 \\ Q_{RI} + F_{iI} + Q_{RII} + F_{iII} + Q_S + Q_A - F = 0 \end{gathered} \tag{4.10}$$

Onde as váriáveis apresentadas na Eq. (4.10) são equivalentes a:

1. Resistência ao Rolamento (Q_r): resistência devida as perdas na iteração pneu/pista.
   Q_{RI} e Q_{RII} = Resistências ao rolamento nos eixos dianteiro e traseiro;

$$Q_r = Q_{RI} + Q_{RII} \tag{4.11}$$

   Sendo que a resistência ao rolamento pode ser obtida também através do seguinte equacionamento:

$$Q_r = fGcos\alpha \tag{4.12}$$

   Onde:
   G=Peso do veículo;
   α=Ângulo de inclinação da pista;
   f=Coeficiênte de atrito de rolamento;

2. Forças de frenagem (F_i): Resistência devido a atuação dos freios.
   F_{iI} e F_{iII} = Forças de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro;

$$F_i = F_{iI} + F_{iII} \tag{4.13}$$

3. Resistência aerodinâmica (Q_A): Resistência devido a geometria da carroceria, atrito do ar com a carroceria e devido ao ar que entra no veículo com a finalidade de refrigerá-lo. Dada por:

$$Q_A = qC_xA \tag{4.14}$$

   Onde:
   q=Pressão dinâmica;
   C_x=Coeficiente de resistência aerodinâmica;
   A=Área projetada das seção transversal do veículo.

4. Resistência ao aclive (Qs): Resistência devido a componente da força peso que se encontra paralela ao solo quando o veículo se desloca sobre um aclive.
   Dada por:

$$Q_S = Gsen\alpha \tag{4.15}$$

5. Força inercial (F): Característica intrínseca do veículo, devido a sua massa.
   Dada por:

$$F = M_v\dot{v} \tag{4.16}$$

   Onde:
   $\dot{v}$=Aceleração do veículo;
   M_v=Massa do veículo;

Dessa forma a Eq. (4.10) pode ser reescrita de forma mais sucinta como:

$$M_v\dot{v} = Q_R + F_i + Q_S + Q_A \tag{4.17}$$

Ainda analisando a Fig. (30) e realizando o equilíbrio de momentos em torno dos pontos A e B pode-se chegar as seguintes equações:

$$\begin{gathered}\sum M_B = 0 \\ R_I l = a_{II}(G - F_z) - (Q_A + Q_S - F)h - M_L\end{gathered} \tag{4.18}$$

$$\begin{gathered}\sum M_A = 0 \\ R_{II} l = a_I(G - F_z) + (Q_A + Q_S - F)h + M_L\end{gathered} \tag{4.19}$$

Onde:
R_I=Reação normal dos eixos dianteiro;
R_{II}=Reação normal dos eixos traseiro;
l=Comprimento do entre eixo;
a_I=Distância do CG até o eixo dianteiro;
a_{II}=Distância do CG até o eixo traseiro;
F_z=Força de sustentação;
M_L=Momento devido a resistência aerodinâmica;

Assumindo que a força de sustentação e o momento devido as resistências aerodinâmicas sejam desprezíveis e rearanjando os termos da Eq. (4.17) para a expressão:

$$-(Q_R + F_i) = Q_S + Q_A - M_v\dot{v} \tag{4.20}$$

Dessa forma as reações normais sobre as rodas podem ser definidas através das Eqs. (4.21) e (4.22).

$$R_I = \frac{a_{II}G}{l} + (Q_R + F_i)\frac{h}{l} \tag{4.21}$$

$$R_{II} = \frac{a_I G}{l} - (Q_R + F_i)\frac{h}{l} \tag{4.22}$$

Finalmente a força de frenagem pode ser determinada pela substituição da Eq. (4.1) na Eq. (4.13).

$$F_i = \mu(R_I + R_{II}) \tag{4.23}$$

4.4 Dinâmica do sistema

Considerando as equações até aqui apresentadas na dinâmica da roda e na dinâmica do veículo, algumas delas podem ser simplificadas no estudo aqui realizado. Dessa

forma buscando tornar o modelo computacional mais simples, algumas forças podem ser desconsideradas como: as forças de atrito viscoso (F_w), de resistência aerodinâmica (Q_A) e resistência ao aclive (Q_S) e Resistência ao Rolamento (Q_R). Em consequência dessas simplificações, as Eqs. (4.2) e (4.17) poderam ser reformuladas respectivamente para:

$$\text{Dinâmica da roda: } J_\omega \, \dot{\omega}_i = -T_{bi} - R_\omega F_i \tag{4.24}$$

$$\text{Dinâmica do veículo: } M_v \dot{v} = 4F_i \tag{4.25}$$

5 Procedimentos de Projeto

O projeto se baseia em realizar a simulação de um sistema de freios ABS pelo ajuste do deslizamento desejado utilizando para isso um controlador bang-bang como técnica de resolução do travamento das rodas.

5.1 Introdução a Sistemas de Controle

Os sistemas de controle são uma série de dispositivos que buscam controlar ou gerenciar um sistema não controlado, produzindo uma resposta em relação ao comportamento do sistema.

Em um sistema de controle os controladores são os dispositivos responsáveis por tomar as decisões de acordo com a entrada e a realimentação do sistema. Eles podem se comunicar com os atuadores proporcionando as ações de controle e correção dos sistemas.

Segundo Ogata [24], os sistemas podem ser configurados em: sistemas de malha fechada, onde o sinal de entrada é comparado com a retroalimentação proveniente do sinal de saída; e sistemas de malha aberta que são caracterizados pelo fato de não possuirem sistema de realimentação sendo que o sinal de entrada é controlado e enviado diretamente aos atuadores.

Em geral existem diversas técnicas de controle que podem ser executadas pelos diferentes tipos de controladores, mencionados abaixo: bang-bang, proporcionais (P), proporcionais integrais (PI), proporcional derivativo (PD), proporcional integral derivativo (PID), modos deslizantes, controle ótimo, estrutura variável, regulação linear quadrática, entre outros.

Neste trabalho foi estudado o sistema de controle bang-bang voltado para o controle do escorregamento de uma roda, levando em consideração diferentes condições de pista.

5.2 Controlador Bang-Bang

O controle bang bang, também conhecido como controle ON/OFF ou controle liga/desliga, é um controlador de realimentação que muda abruptamente entre dois estados assumindo somente os valores extremos permitidos. Tal dispositivo compara o sinal de entrada proveniente da variável do processo (PV) com um valor desejado também chamado de Set Point (SP), de forma que se a saída superar o valor de entrada o atuador é desligado,

porém, se a realimentação for menor, o atuador passa a ser ligado. A Fig. (31) exemplifica seu funcionamento.

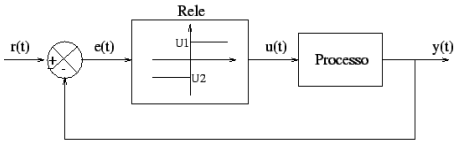

Figura 31 – Controle Bang-Bang.[7]

Nessa figura pode ser visto que a entrada $r(t)$ ao ser comparada com a saída do sistema $y(t)$ proporciona o cálculo do erro $e(t)$, esse sinal de erro que passa pelo controlador bang-bang tem como saída dois valores, um máximo (U_1) e um mínimo (U_2) que são normalmente constantes. Este sinal muda ao longo do tempo de simulação do sistema e conforme o resultado do cálculo do erro atuante.

Este tipo de função pode ser implementada como um simples comparador ou mesmo um relé físico sendo representado matemáticamente por:

$$u(t) = \begin{cases} U1 & \text{se } e(t) > SP \\ U2 & \text{se } e(t) < SP \end{cases} \tag{5.1}$$

Onde $e(t)$ equivale a PV.

Este tipo de controlador é implementado devido a sua simplicidade, conveniência e o baixo custo, por outro lado, seu uso acarreta em oscilação contínua no sinal de saída, não garantindo a precisão do modelo sendo usado em situações onde não há necessidade de um desempenho dinâmico ótimo, além disso o excesso de partidas pode desgastar o controlador e o atuador.

Algumas aplicações deste tipo de controle são encontradas nos termostatos de geladeiras e no controle de nível d'água a partir de "bóias". Também são utilizados na maioria dos controladores de freios ABS comerciais [17].

5.3 Projeto de Controlador e Freio

Para a elaboração do projeto de controle foi desenvolvido um diagrama de blocos que mostra aproximadamente como se comporta dinâmicamente um veículo durante o processo de frenagem, tal diagrama foi obtido com base nas equações apresentadas no capítulo 4 e pode ser visualizado através da Fig. (32).

Para realizar o controle e a frenagem da planta veicular citada na Fig. (32) utilizando como metodologia de trabalho o ajuste do deslizamento desejado da roda em relação

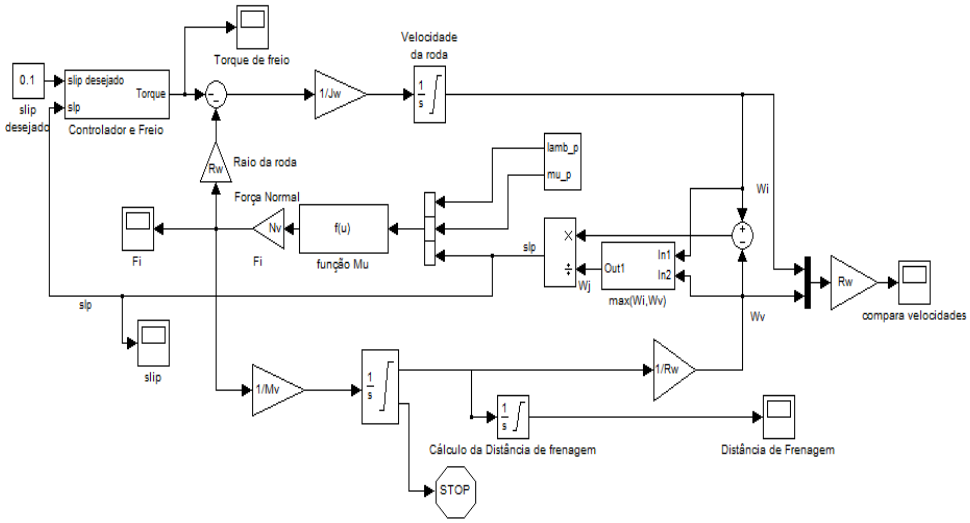

Figura 32 – Modelo dinâmico relativo a roda e ao veículo ou planta.

a pista, é necessário somar o deslizamento desejado pelo valor do parâmetro slp proveniente da simulação, conforme evidenciado na Fig. (33) que mostra o interior do bloco "Controlador e Freio". Porém antes de realizar a soma deve-se multiplicar o parâmetro slp com o termo 1 para simulações de rodas controladas por ABS e 0 para rodas que não possuem tal dispositivo, essa técnica foi utilizada com o objetivo chavear o feedback do deslizamento a partir do controlador e poder realizar a comparação destas duas situações como será visto adiante.

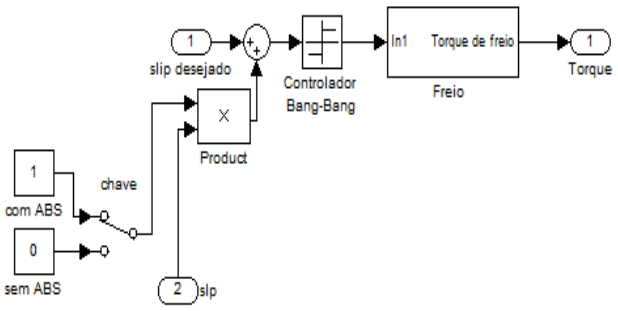

Figura 33 – Modelagem do controlador Bang-Bang e freio eletromecânico.

Em seguida o sinal passa por uma função sinal, Fig. (33), que tem o objetivo de realizar o papel do controle Bang-Bang, funcionando como um comparador, atribuindo ao sinal $u(t)$ os valores:

$$u(t) = \begin{cases} 1 & \text{se } e(t) > 0 \\ -1 & \text{se } e(t) < 0 \end{cases} \tag{5.2}$$

Após esta etapa o sinal migra para o bloco freio, representado na Fig. (33) e

expandido na Fig. (34), onde passa por uma defasagem de primeira ordem que representa o atraso associado ao acionamento das linhas hidráulicas do sistema de freio, calculado através da função transferência *Atraso Hidráulico*; Mais adiante, é obtida a pressão dos freios por meio de integração do sinal produzindo; por fim o sinal é multiplicado pelo ganho (Kf) que representa a área do pistão e o raio com relação a roda, produzindo o torque de frenagem aplicado a roda. Calculado o torque de freio este pode ser utilizado na simulação dinâmica da roda e do veículo representada na Fig. (32).

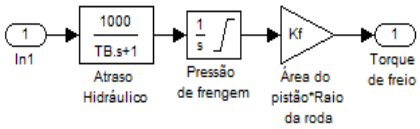

Figura 34 – Modelagem do freio.

Parte III

Resultados e Análise dos Resultados

6 Resultados Numéricos

Nesta seção serão apresentados os principais resultados obtidos ao longo do trabalho, contendo gráficos do torque de freio, força de frenagem, deslizameno da roda, velocidade da roda, velocidade do veículo, e distância percorrida, juntamente com o diagrama de blocos que deram origem aos mesmos.

Primeiramente serão apresentados os resultados comparativos obtidos de uma roda cujo ABS está ativado e de uma roda cujo ABS está desativado.

Em seguida, serão demonstrados os teste de robustez do dispositivo considerando uma roda equipada com o dispositivos ABS sob diferentes condições de pista.

6.1 Comparativo de freios com e sem o dispositivo ABS

O diagrama referenciado na Fig. (35) descreve um modelo simples para um sistema de freio ABS equipado por um controlador bang-bang, o modelo representa o comportamento dinâmico de duas rodas, uma para um veículo com o dispositivo ABS ligado e a segunda para um veículo com dispositivo desligado, tal modelo permite regular o deslizamento da roda para um deslizamento desejado.

Ainda na Fig. (35) estão representados alguns blocos como o "Planta" e "Planta1" que são representações das equações apresentadas no capítulo 4 - Dinâmica do Sistema, referente a modelagem dinâmica da roda e do veículo.

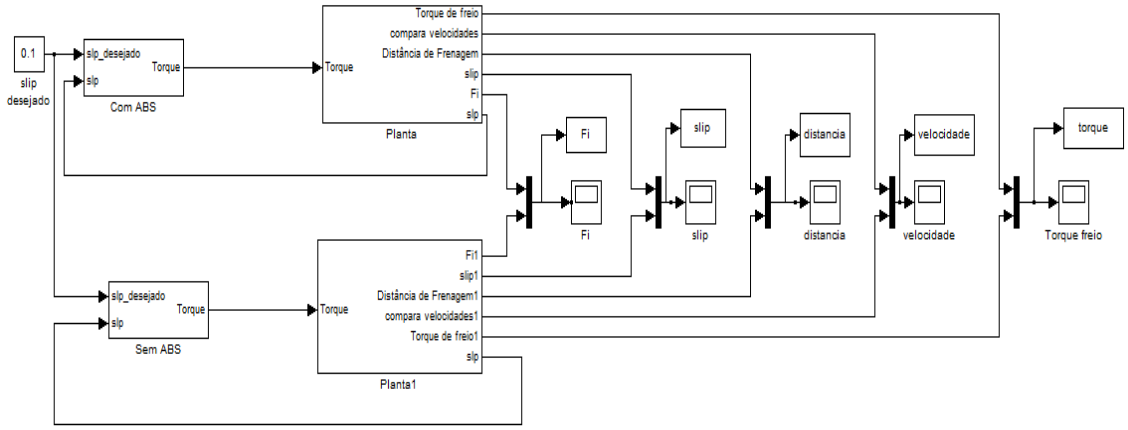

Figura 35 – Simulação dinâmica veicular com e sem ABS, com $\lambda_{des} = 0,1$.

Por sua vez, a Fig. (36) apresenta uma expansão do bloco "Planta" que possui a mesma representação estrutural do bloco "Planta 1" tais blocos apresentam as caracteris-

ticas dinâmicas de 1/4 de veículo em processo de frenagem.

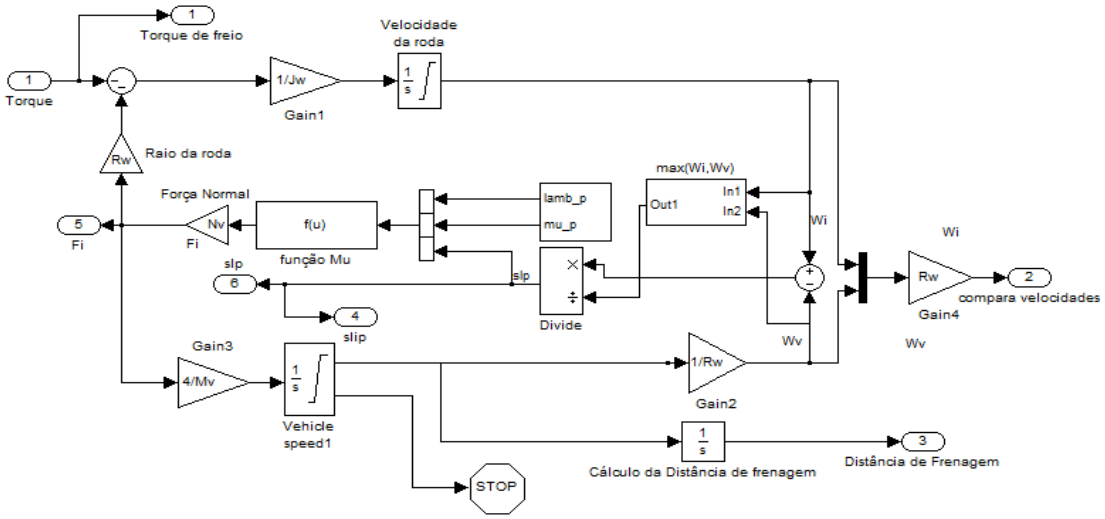

Figura 36 – Planta referente a Figura (35).

Já a Fig. (37) representa um modelo do dispositivo de freio com o ABS desligado e um modelo com o dispositivo em funcionamento, estes se diferenciam pelo seu chaveamento.

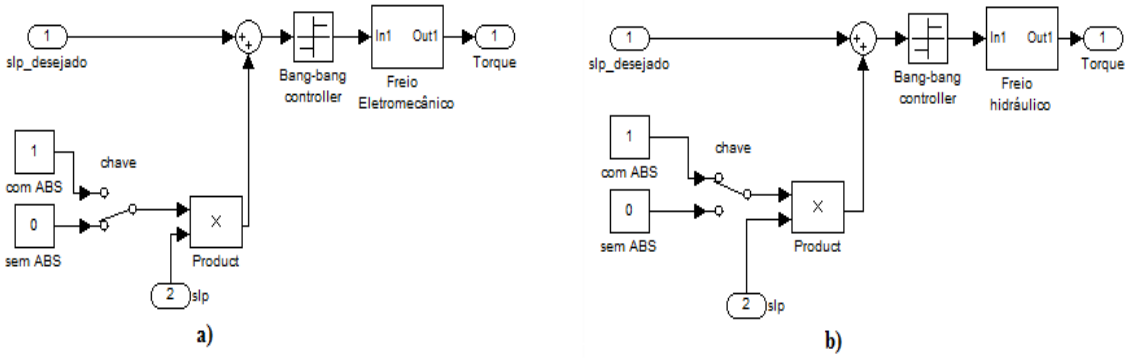

Figura 37 – a)Sistema ABS desligado. b)Sistema ABS ligado.

Os parâmetros utilizados nesta simulação são de um veículo Gol geração VI 1.6 e são mostrados na Tab. (3):

Tabela 3 – Dados utilizados na simulação do veículo.

Massa de 1/4 de veículo (M_v)	$304,75Kg$
Raio da roda (R_ω)	$0,30m$
Momento de Inércia da roda (J_ω)	$0,65Kg.m^2$
Força Normal no pneu (N_v)	$2986,60N$

6.1.1 Resultados e análise dos resultados

Nesta seção é apresentado o desempenho do freio modelado para condições ideais de pista seca com um escorregamento que varia de 0,2 e 0,1. Tal simulação ocorre até que a roda equipada com ABS pare. Isto foi realizado para velocidades de 80 Km/h (velocidade máxima permitida em vias de trânsito rápido) e 110 Km/h (velocidade máxima permitida em rodovias) segundo o Art. 61 do Código de Trânsito Brasileiro.

6.1.1.1 Para $\lambda_{des} = 0,1$ e $V_0 = 80Km/h$

Nas figuras a seguir serão vistos cinco resultados gráficos que apresentam respectivamente a força de atrito; distância de frenagem; escorregamento da roda; torque do freio; e comparativo de velocidades; todos em função do tempo. Tais resultados foram obtidos considerando os parâmetros de deslizamento desejado de 0,1 característico de uma pista seca com o veículo desenvolvendo uma velocidade inicial de 80 Km/h.

Considerando o gráfico da Fig.(38), (força de atrito x tempo), é possível verificar que as forças de atrito são negativas. Tal fato pode ser justificado pelo processo de frenagem ocasionar uma desaceleração, e conforme ilustra a Fig. (28) da seção 4 - Dinâmica do Sistema, onde os valores desenvolvidos para $\mu(\lambda)$ e λ quando o veículo está em desaceleração são negativos. Verifica-se também, ao longo da simulação, que o módulo da força de frenagem é maior para a situação de frenagem com o ABS acionado o que caracteriza uma situação de atrito estático atuando na interface pneu pista. Por sua vez, verifica-se ainda que o atrito sem ABS alcança um ponto de pico e após 0,91 segundos o mesmo estabiliza correspondendo a uma situação de atrito dinâmico.

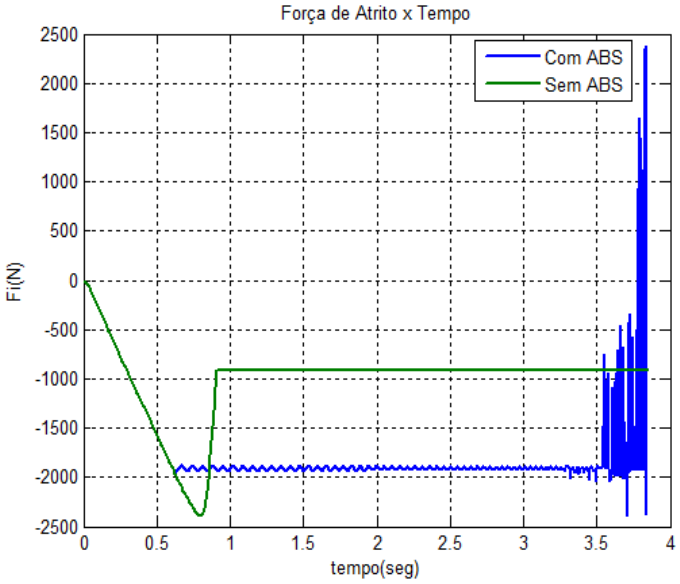

Figura 38 – Gráfico Força de Atrito x Tempo.

Fica evidente que a força de atrito sem ABS, a partir de 0,91 segundos de simulação, atinge um valor constante de 918,9N, devido ao travamento da roda. Ao contrário do que ocorre com o ABS em funcionamento que mantém a força de atrito em um intervalo de variação que oscila de 1890N a 1930N. Tal gráfico demonstra a atuação do controlador, ora ativando o sistema de freio, ora desativando o mesmo. Ao final da simulação, o atrito oscila com grande amplitude, demonstrando que o sistema em baixas velocidades não se torna tão preciso.

A Fig.(39) apresenta o gráfico (Distância de frenagem x tempo) que fornece como resultado para um veículo sem ABS uma distância final de 59,76 metros, em 3,8 segundos. Por sua vez, com os sistema ABS ativado o mesmo veículo pára a 46,18 metros, no mesmo tempo de simulação, comprovando a diminuição da distância de frenagem.

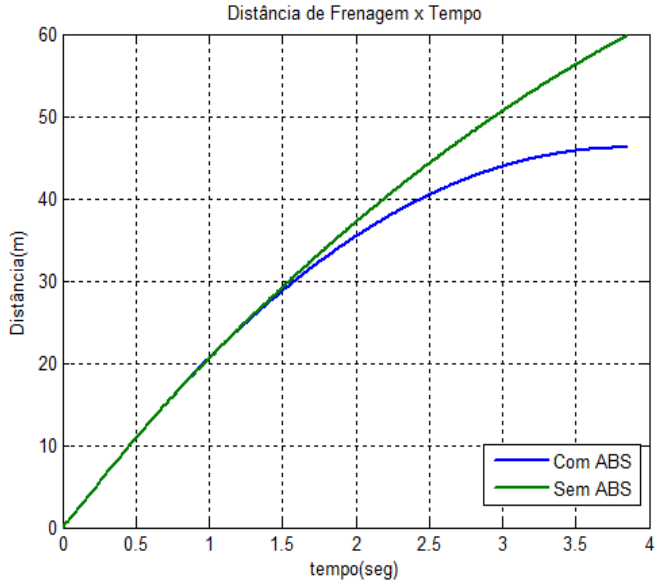

Figura 39 – Distância de Frenagem x Tempo.

A Fig.(40) mostra o gráfico (Escorregamento da roda x tempo) onde na simulação com o ABS o escorregamento oscila em torno do valor de escorregamento desejado de -0,1, permanecendo em oscilação até próximo do instante de 3,8 segundos, assim como a força de atrito. A partir desse instante a amplitude aumenta drasticamente sua oscilação devido ao mal funcionamento do dispositivo a baixas velocidades. Na simulação sem ABS, a roda trava com 0,91 segundos, atingindo escorregamento de -1.

A Fig.(41) apresenta o gráfico (Torque de freio x tempo), onde na simulação sem o dispositivo ABS o mesmo responde fornecendo um torque crescente até um valor máximo de 1500 Nm que foi o valor considerado como padrão para o projeto. Na simulação com o sistema ABS ativado ocorreu um torque menor que oscila no intervalo de 570 a 600 Nm, devido ao alívio que o sistema de controle proporciona aos atuadores.

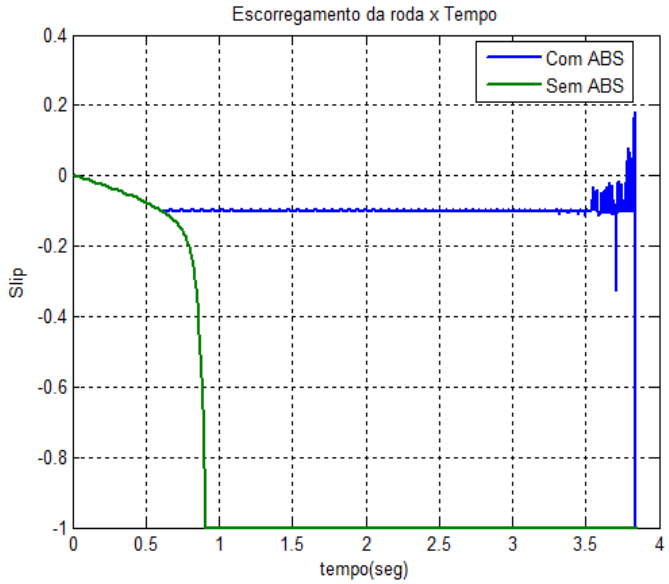

Figura 40 – Escorregamento da roda x Tempo.

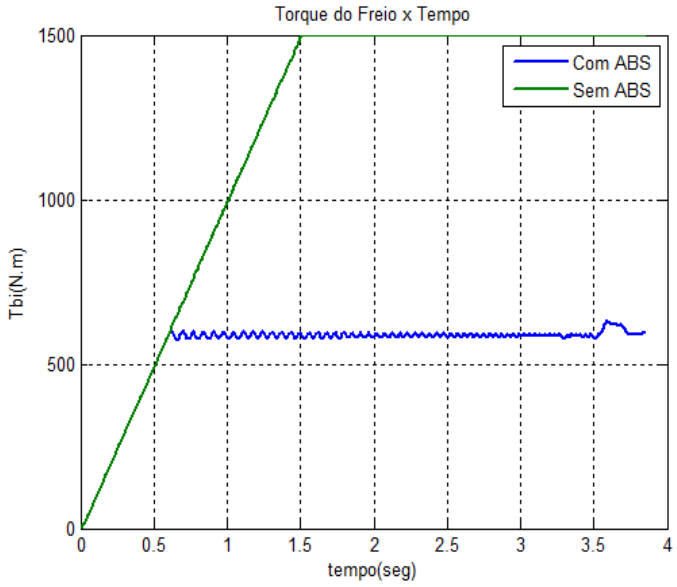

Figura 41 – Torque de Freio x Tempo.

A Fig.(42) mostra o gráfico (Comparativo Velocidades x Tempo) que apresenta quatro curvas referentes as velocidades do veículo e da roda com e sem ABS. Em ambas as situações a velocidade da roda se localiza abaixo da velocidade do veículo, porém na curva correspondente a velocidade da roda sem ABS a mesma se inicia com 80 km/h e cai drasticamente para 0 N em 0.91 segundos, demonstrando o travamento da mesma. Por sua vez, o veículo sem ABS ao fim da simulação está com aproximadamente 34,55 Km/h, dependendo neste instante apenas da perda de energia, na forma de atrito cinético, calor

e resistência do ar, para cessar seu movimento. Em contrapartida com o ABS a roda e o veículo param após aproximadamente 3,8 segundos, praticamente juntos, demonstrando mais uma vez o bom comportamento dinâmico que o sistema de frenagem adquire com o dispositivo.

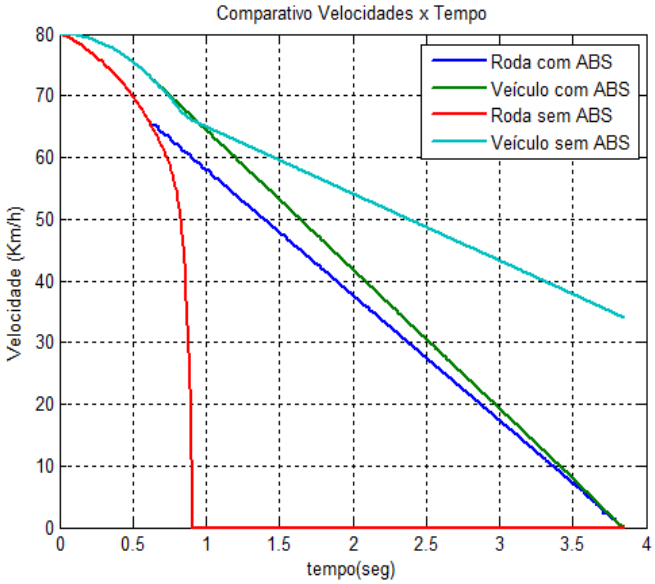

Figura 42 – Comparativo Velocidades x Tempo.

6.1.1.2 Para $\lambda_{des} = 0,1$ e $V_0 = 110Km/h$

Os resultados obtidos na Fig. (43) referem-se a simulação de um veículo a 110 Km/h com escorregamento desejado da roda de 0,1.

Para o primeiro gráfico (força de atrito x tempo) a curva sem ABS se inicia a partir de 0 N e atinge um valor de pico e após um período de 0,957 segundos o atrito estabiliza com um valor absoluto de 918,9N (atrito cinético) mantendo-se constante até o fim da simulação. Com o ABS o atrito também se inicia com o valor de 0 N, porém com 0,6 segundos transcorridos a curva passa a oscilar entre os valores absolutos de 1880 e 1930 N. Esta oscilação ocorre até 4,5 segundos de simulação, a partir daí a força de atrito oscilará com amplitudes maiores devido ao início da instabilidade que o sistema adquire em baixas velocidades.

O segundo gráfico (Distância de frenagem x tempo), sem o dispositivo ABS a distância final em 5,1 segundos de simulação corresponde a 111,2 metros. Enquanto que com o dispositivo acionado a distância se reduz para 83,89 metros nos mesmos 5,1 segundos.

O terceiro gráfico (Escorregamento x tempo) possui duas curvas, na qual a que representa a frenagem sem ABS possui escorregamento inicial de 0 atingindo escorregamento de -1 (estado de travamento da roda) em 0,957 segundos, permanecendo com

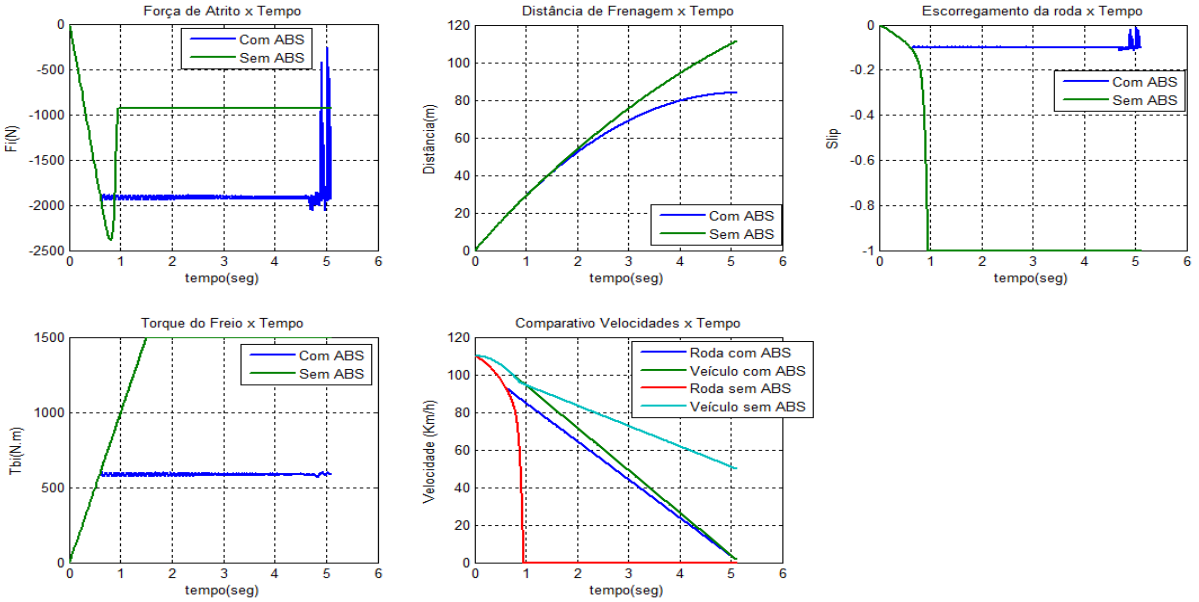

Figura 43 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,1$; $V_0 = 110Km/h$.

escorregamento constante. Frenagens com ABS também se iniciam com escorregamento de 0 e em seguida decaem oscilando em torno do ponto de equilíbrio de -0.1 que corresponde ao escorregamento desejado, sendo que ao fim da simulação esta oscilação aumentará sua amplitude, devido a instabilidade em baixas velocidades.

O quarto gráfico (Torque de freio x tempo), na curva identificada como "sem ABS"o torque se inicia-se em 0 Nm e cresce de forma linear até 1,51 segundos, permanecendo constante a partir deste ponto. Na curva com ABS o torque se inicia a partir de 0 Nm elevando-se até 606 Nm em 0,62 segundos e a partir deste ponto passa a oscilar no intervalo de 600 e 570 Nm.

O quinto gráfico (Comparativo velocidades x tempo) fornece o decaimento da velocidade da roda sem ABS que trava em 0,957 segundos, sendo que ao final dos 5,1 segundos de simulação o veículo com as rodas travadas ainda está com uma velocidade de 50 Km/h. Por sua vez, a frenagem com ABS proporciona a estagnação da roda e do veículo após 5,1 segundos de simulação.

6.1.1.3 Para $\lambda_{des} = 0,2$ e $V_0 = 80Km/h$

A Fig. (44) apresenta a mesma sequência de gráficos porém com alguns resultados diferentes devido ao fato que tal simulação é realizada com escorregamento desejado de 0,2, a uma velocidade inicial de 80 Km/h.

Para o primeiro gráfico (Força de atrito x Tempo) o freio sem ABS permanece com um atrito dinâmico de 918,9 N em valores absolutos, este valor é atingido com 0,91 segundos de simulação, ocasião em que ocorre o travamento das rodas. O torque com o

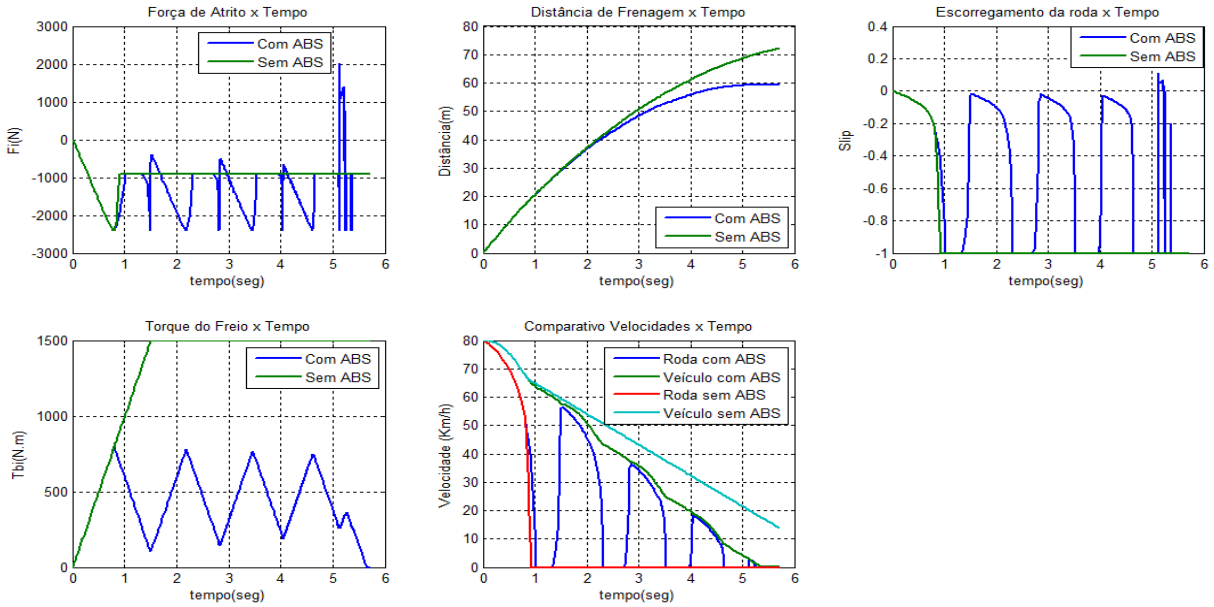

Figura 44 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,2$; $V_0 = 80Km/h$.

freio ABS em funcionamento oscila conforme esperado, porém com uma amplitude muito elevada, que variam em valores absolutos de 400 a 2389 N.

O gráfico (Distância de frenagem) fornece que após 5,7 segundos de simulação uma distância de frenagem de 72,09 metros para a roda sem ABS e 59,35 metros para uma roda com o ABS acionado.

O gráfico referente ao escorregamento da roda decai de 0 atingindo na simulação, sem ABS, o escorregamento máximo de -1 (roda travada) com 0,91 segundos transcorridos. Com o ABS ativado a curva oscila entre valores próximos de 0 a -1, indicando respectivamente pontos sem deslizamento e pontos com deslizamento.

Para o gráfico (torque de freio x tempo), o torque cresce linearmente até seu valor máximo de projeto, permanecendo constante a partir deste ponto. Com o ABS a curva oscila bastante até alcançar o valor de 0 ao fim da simulação.

No gráfico (Comparativo de velocidades x tempo), a velocidade da roda para a situação sem ABS se anula em 0,91 segundos, permanecendo travada assim como na simulação da figura (38). Entretanto o veículo continua a desacelerar antes que a simulação termine sendo que com 5,7 segundos sua velocidade era de aproximadamente 13,92 Km/h. Com o ABS a roda trava por alguns momentos parando por completo com 5,7 segundos assim como o veículo.

6.1.1.4 Para $\lambda_{des} = 0,2$ e $V_0 = 110Km/h$

A figura (45) apresenta cinco resultados gráficos obtidos para um escorregamento desejado de 0,2 e velocidade inicial de 110 Km/h.

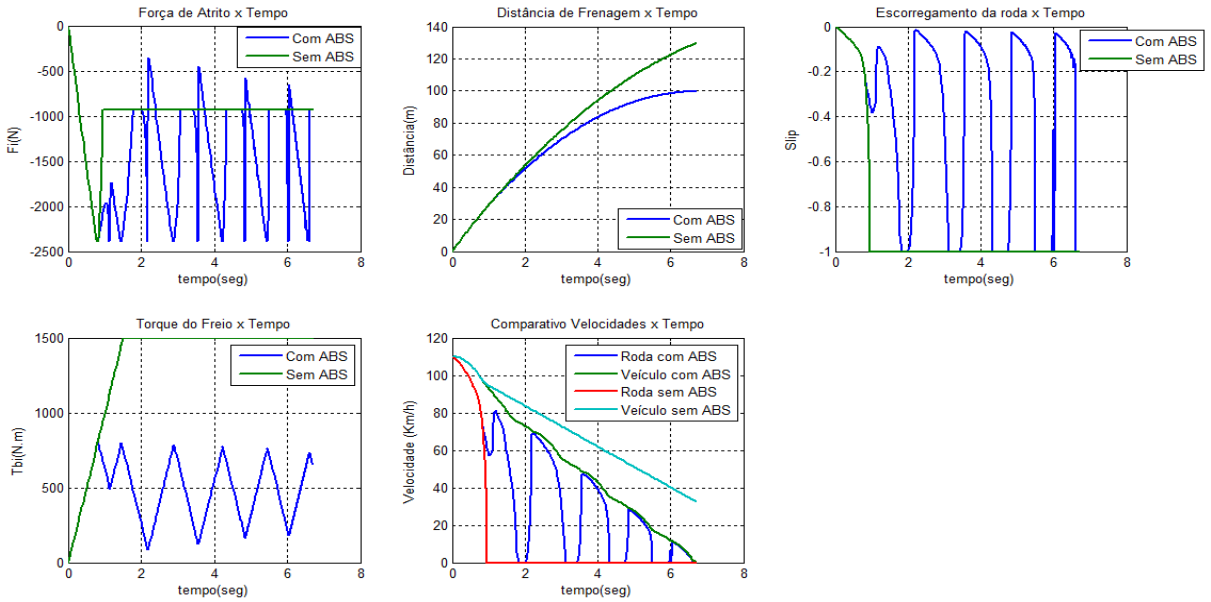

Figura 45 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,2$; $V_0 = 110Km/h$.

O primeiro gráfico (Força de atrito x tempo) mostra que a força de atrito dinâmico para a roda sem ABS gira em torno de 918,9 N em valores absolutos, atingindo esse valor após ter decorrido 0,957 segundos, tempo de travamento da roda. Com o ABS o valor da força de atrito também oscila bastante no intervalo de 345 a 2390 N, a exemplo da simulação anterior também devido ao escorregamento adotado como desejável.

O segundo gráfico (Distância de Frenagem x Tempo) evidência após 6,7 segundos de simulação o veículo sem o ABS atinge uma distância de 129,6 metros e com o ABS tal medida cai para 99,73 metros.

O terceiro gráfico (Escorregamento da roda x tempo) apresenta um valor de escorregamento que se inicia em 0 e cai para -1 (roda travada) com os mesmos 0,957 segundos que demonstraram o travamento da roda no gráfico da força de atrito. Com o dispositivo ABS o escorregamento oscila com grande amplitude, de 0 a -1, demonstrando que a roda tende a travar em alguns pontos da simulação.

O quarto gráfico (Torque de freio x tempo) mostra que o comportamento do torque sem ABS é semelhante ao de simulações posteriores.Por outro lado, o torque para uma roda com ABS oscila bastante, de 85 a 780 Nm, proporcionando grande variação na velocidade da roda simulada no quinto gráfico.

O último gráfico, (Comparativo velocidades x tempo), reflete o comportamento

da roda sem o ABS que sai da velocidade de 110 Km/h e ao atingir o tempo de 0,957 segundos a mesma trava. O veículo sem ABS ao fim dos 6,7 segundos de simulação possui uma velocidade de 32,61 Km/h. Já a versão com ABS tanto a roda como o veículo param após os 6,7 segundos se simulação.

6.2 Determinação do valor de melhor deslizamento da roda

Através da análise dos resultados obtidos com os deslizamentos de 0,1 e 0,2 aqui apresentados como valores extremos de um intervalo de valores ideais para o escorregamento da roda, foram feitas várias simulações como as apresentadas acima. Destas simulações foi verificado que o parâmetro de escorregamento que melhor gera resultados para o sistema de freio aqui simulado corresponde ao deslizamento de 0,18, pois o mesmo fornece o menor tempo de frenagem, o maior valor absoluto de força de atrito e menores distâncias de parada. Dessa forma, seram apresentados nesta subseção os gráficos com o desempenho do sistema considerando como valor de entrada o deslizamento desejado de 0,18.

6.2.1 Resultados e análise dos resultados

6.2.1.1 Para $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 80Km/h$

O primeiro gráfico da Fig.(46) apresenta para a simulação sem ABS a força de atrito cinético em módulo de 918,9 N, em 0,91 segundos de simulação que representam o travamento da roda. Por outro lado, a simulação com ABS apresenta uma força de atrito cinético que oscila entre 2390 N e 2290 N em valores absolutos.

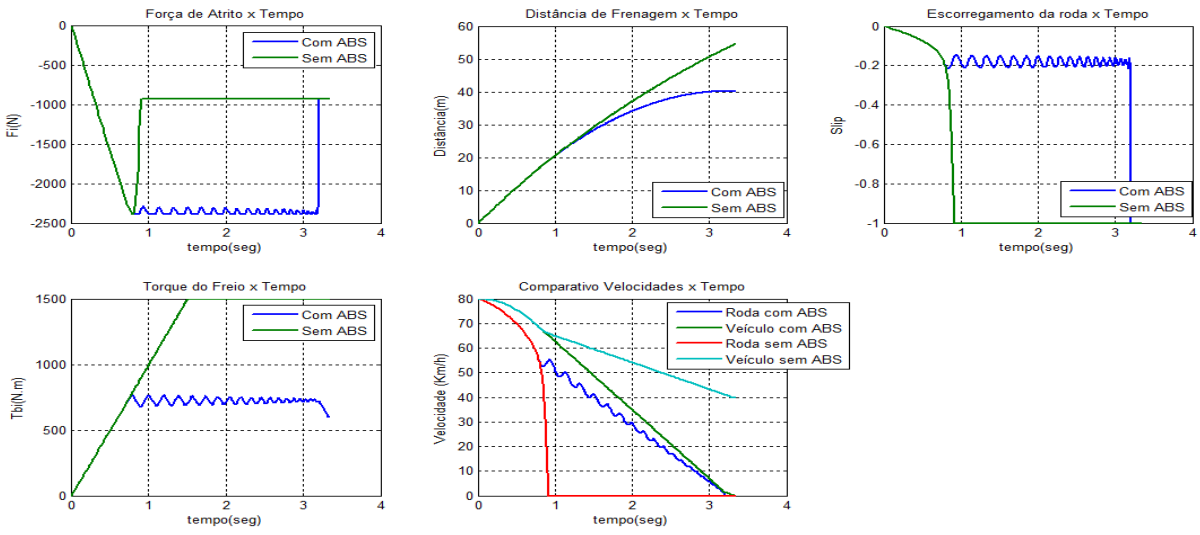

Figura 46 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,18$; $V_0 = 80Km/h$.

O segundo gráfico representativo da distância de frenagem, a curva sem ABS apresenta uma simulação de 3,3 segundos com uma distância de 54,44 metros. Entretanto a simulação com ABS apresenta uma distância de 40,20 metros.

O terceiro gráfico apresenta para a frenagem sem ABS um escorregamento de -1 a partir do instante de 0,91 segundos. Para a simulação com ABS o deslizamento gira em torno do deslizamento desejado de -0,18.

O quarto gráfico apresenta um torque de frenagem para roda sem ABS que alcança valores máximos de 1500 Nm e com ABS um torque que varia em um intervalo de 770 a 670 Nm.

Enfim o quinto gráfico demonstra para a simulação sem ABS a velocidade de frenagem da roda atinge valor 0 km/h travando em 0,91 segundos. A velocidade do veículo sem ABS ao fim da simulação é de 39,67 Km/h. A simulação com ABS apresenta velocidades da roda e do veículo de 0 Km/h em 3,3 segundos.

6.2.1.2 Para $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 110Km/h$

O veículo para a simulação de deslizamento de 0,18 e velocidade inicial de 110 Km/h representado na figura (47) apresenta resultados semelhantes aos mostrados na simulação ilustrada pela Fig. (46), apresentando dentre as principais diferenças para a simulação sem ABS o travamento da roda em 0,957 segundos, distância de frenagem de 100,3 metros e velocidade do veículo de 57,9 Km/h. E para simulações com ABS apresenta uma distância de frenagem de 71,89 metros e as velocidades finais da roda e do veículo são de 0 Km/h em 4,3 segundos, contudo o comportamento a baixas velocidades ainda apresenta resultados não tão bons.

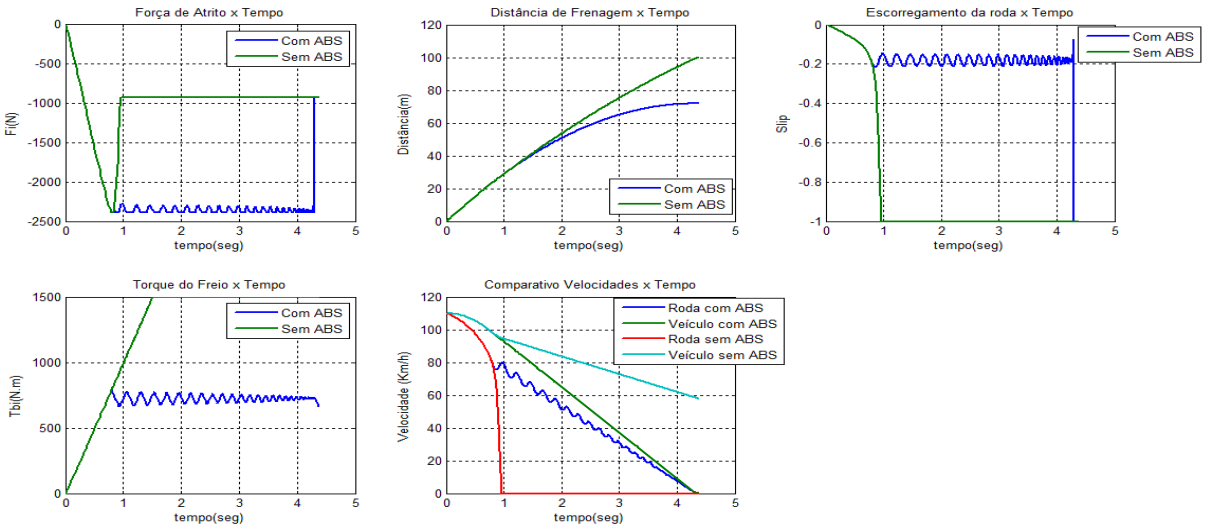

Figura 47 – Resultado da simulação com $\lambda_{des} = 0,18$; $V_0 = 110Km/h$.

6.3 Teste de Robustez

Devido ao fato do freio ABS ser submetido a diversas condições de pista muitas das quais adversas, foram provocadas perturbações nas váriáveis λ_p e μ_p que influenciam no cálculo do coeficiente de atrito $\mu(\lambda)$ apresentado na Eq. (4.5).

Os valores selecionados para provocar mudanças visíveis e significativas em termos de simulação são mostrados na tabela (4).

Tabela 4 – Condições de pista e seus parametros [17].

Condição de pista	λ_p	μ_p
Pista seca de concreto	$-0,2$	$-0,8$
Pista sob condições médias	$-0,175$	$-0,5$
Pista escorregadia	$-0,15$	$-0,2$

Com o objetivo de simular diferentes condições de pista foram inseridos na simulação os dados apresentados na Tab. (4). E buscando variar essas condições no tempo foi adotado para os primeiros 2,5 segundos de simulação que o veículo se encontrava sob uma pista seca de concreto. Nos 2,5 segundos seguintes o veículo passa para uma pista em condições médias de escorregamento. E nos demais segundos de simulação foi considerada uma pista em condições escorregadias. As Figs. (48), e (49) retratam os resultados obtidos.

Conforme visto anteriormente os resultados que demonstraram o valor de melhor deslizamento da roda foi comprovado como sendo de 0,18. Dessa forma o teste de robustez foi realizado para esta situação, visto que este será o melhor valor que o controlador ira buscar no controle de todo o sistema.

6.3.1 Resultados e análise dos resultados

6.3.1.1 Teste de Robustez com $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 80Km/h$

A Fig. (48) apresenta o teste de robustez para um veículo com escorregamento desejado de 0,18 e velocidade inicial de 80Km/h, tem-se novamente os gráficos (Força de atrito x tempo), nessa situação ocorre a formação de 3 patamares, um para cada tipo de pista evidenciando o valor do atrito cinético ocorrido em cada uma delas. Considerando os módulos de tais forças obtém-se que para pista seca o atrito cinético de 918,9 N; para pistas em condições médias de obtém-se 507,1 N; e para pistas escorregadias obteve-se 175,2 N. Em contrapartida com ABS ocorre a força de atrito estático que em pista seca oscila na faixa de 2286N até 2387N; em pista com condições médias oscila de 1490N até 157,4N; e por último com pista escorregadia oscila entre os valores de 587N e 592N.

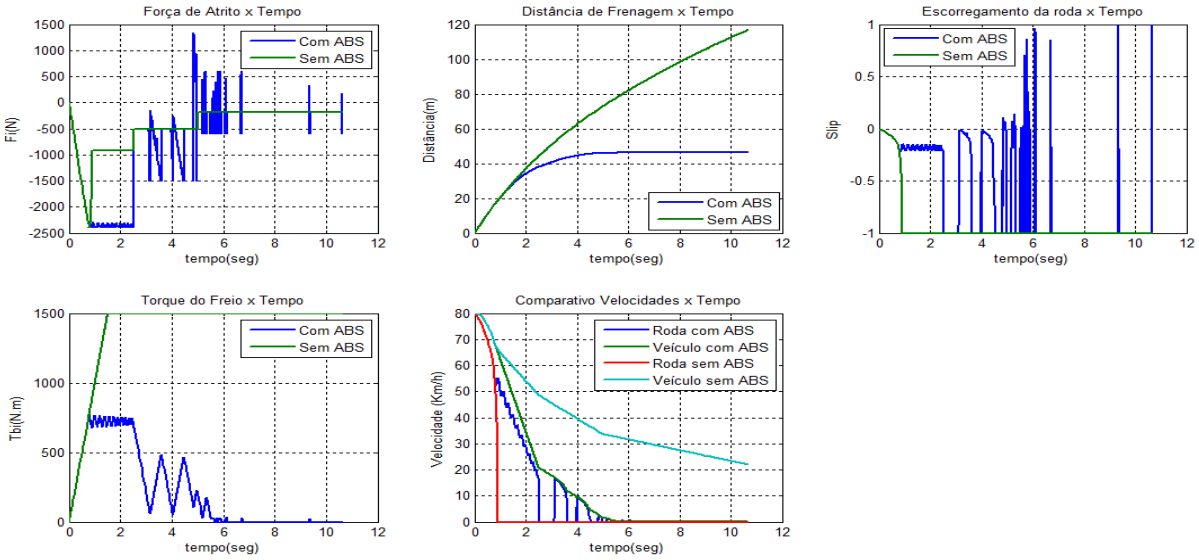

Figura 48 – Teste de robustez com $\lambda_{des} = 0,18$; $V_0 = 80Km/h$.

O gráfico (Distância de frenagem x tempo) fornece para um tempo de 10,64 segundos de simulação uma distância percorrida de 116,5 metros para freio sem ABS. Sendo que um freio com ABS reduz essa distância para 46,21 metros. Estes valores são bem superiores aos apresentados no segundo gráfico da Fig. (38), principalmente na simulação sem ABS.

O terceiro gráfico (Escorregamento x tempo), mostra que a curva sem ABS não modifica sua característica devido ao fato do escorregamento se iniciar, em 0,91 segundos, ou seja, antes da mudança de pista que ocorre em 2,5 segundos. Por outro lado, a curva representativa do ABS tem comportamento oscilatório com amplitudes: de -0,21 até -0,14 para pista seca; de 0 a -1 para condições de pista média e escorregadias. Percebe-se que quanto mais escorregadia a pista com o ABS em funcionamento mais difícil será para o sistema manter um valor próximo ao escorregamento desejado.

O gráfico (Torque de freio x tempo) para freio sem o ABS o comportamento é o mesmo do gráfico da Fig.(38). Com o ABS formam-se 3 patamares de trechos oscilatórios com amplitudes: de 674 Nm a 760 Nm para pista seca; de 363Nm a 433,8Nm para pista em condições médias; e com pista escorregadia se tornam bastente baixos devido a baixa velocidade do veículo.

Por fim, o gráfico (Comparativo velocidades x tempo) evidencia que nas simulações sem ABS a velocidade da roda é a mesma da Fig. (38), a velocidade do veículo após os 10,64 segundos de simulação é de 22,01 Km/h. Para a simulação com ABS as velocidades da roda e do veículo que cessaram em aproximadamente 6 segundos, demonstrando a influência das condições de pista no desempenho da velocidade final. Deste gráfico vizualiza-se que com maiores valores de escorregamento mais inclinadas ficaram as curvas

do gráfico aumentando os tempos de parada.

6.3.1.2 Teste de Robustez com $\lambda_{des} = 0,18$ e $V_0 = 110Km/h$

A Fig. (49) apresenta o teste de robustez para um veículo com escorregamento desejado de 0,18 e velocidade inicial de 110Km/h. Os resultados dos 2,5 primeiros segundos iniciais devem ser iguais aos encontrados na Fig. (47) por possuírem os mesmos parâmetros iniciais (até 2,5 segundos), mudando as condições de pista após esse período de tempo.

Para o gráfico (Força de atrito x tempo) sem ABS existe três patamares referentes a força de atrito cinético sendo o primeiro referente aos 2,5 primeiros segundos de simulação onde o atrito cinético em valores absolutos é de 918,8 N, para condições médias de pista que possuem atrito de 507,1N, e para pista escorregadia ocorre um atrito de 175,2 N, dessa forma percebe-se que em pistas escorregadias o atrito é menor, permitindo maiores escorregamentos. Para a simulação com ABS ocorre o atrito estático, para pistas em condições secas o atrito variará de 2280N até 2390 N, para pistas em condições médias de rodagem, tais atritos trabalham na faixa de -51,29 até 1490 N; em pistas escorregadias o atrito trabalha na faixa de 63,65 até 587N.

O gráfico (Distância de frenagem x tempo) após 15,14 segundos de simulação fornece como distância percorrida 262,6 metros, para ações sem o dispositivo ABS. Com o dipositivo ABS a distância de frenagem se reduz para 123,8 metros.

O terceiro gráfico (Escorregamento da roda x tempo), para frenagem sem ABS o escorregamento permanece constante e igual a -1 após os 0,957 segundos de simulação. Para as simulações com ABS, nos pontos de transição de um tipo de pista para outro existe uma variação na amplitude da oscilação do escorregamento devido as mudanças de parâmetros e ajuste do sistema. Para a pista seca de concreto o deslizamento gira em torno de -0,18. Para a pista em condições médias o escorregamento varia de 0 a 1, assim como para a a simulação em pista escorregadia.

Para a análise gráfica de (Torque de freio x tempo) sem ABS o mesmo deve permanecer constante a partir de 1,71 segundos de simulação no valor de 1500Nm. Para o caso com ABS, em pista em boas condições o torque varia de 780 Nm até 660 Nm; em pista com condições médias que oscila de 0 Nm até 500 Nm; para condições de pista escorregadia o torque de freio varia de 0 Nm até 230 Nm.

No gráfico (Comparativo velocidades x tempo) no caso da simulação sem ABS a velocidade da roda permanece constante e nula, após passados 0,957 segundos iniciais. Por sua vez, a velocidade do veículo ao fim dos 15,14 segundos de simulação é de 42,24 Km/h. No caso de simulações com ABS tanto roda quanto veículo param após os 15,14 segundos de simulação. Verifica-se aqui que com a inserção de condições de pista adversas mais difícil será parar o automóvel.

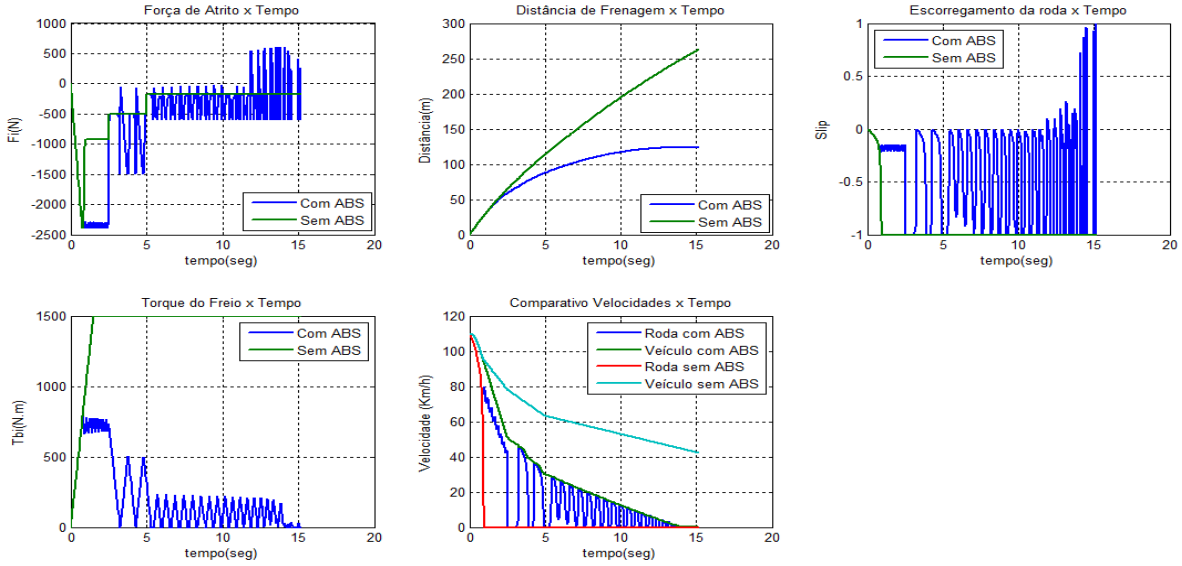

Figura 49 – Teste de robustez com $\lambda_{des} = 0,1$; $V_0 = 110Km/h$.

6.3.2 Comparativo de resultados com relação a norma ABNT

Segundo a Norma da ABNT NBR 10966-2, os freios de serviço das categorias M [1] e N [2] devem ser ensaiados de acordo com a Fig. (50).

Categoria		M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3
	Tipo de ensaio	0 – I	0 – I	0 – I – II ou IIA	0 – I	0 – I	0 – I – II
	v	80 km/h	60 km/h	60 km/h	80 km/h	60 km/h	60 km/h
Ensaio do Tipo 0 com motor desacoplado	s = ≤	$0,1v + \frac{v^2}{150}$	$0,15v + \frac{v^2}{130}$				
	d_M = ≥	5,8 m/s²	5,0 m/s²				
Ensaio do Tipo 0 com motor acoplado	v = 0.80 $v_{máx.}$ mas não excedente	160 km/h	100 km/h	90 km/h	120 km/h	100 km/h	90 km/h
	s = ≤	$0,1v + \frac{v^2}{130}$	$0,15v + \frac{v^2}{103,5}$				
	d_M = ≥	5,0 m/s²	4,0 m/s2				
	F = ≤	50 daN	70 daN				

Figura 50 – Tabela de desempenho em ensaios de frenagem.

Considerando que o veículo em questão execute uma velocidade máxima de 140 Km/h, a velocidade de ensaio tipo 0 para um motor acoplado será de 110 Km/h, visto

[1] Veículo de categoria M: Veículo com pelo menos quatro rodas, projetado para o transporte de passageiros.

[2] Veículo de categoria N: Veículo com pelo menos quatro rodas, projetado para o transporte de cargas.

que segundo a NBR 10966-2 a velocidade de ensaio é calculada por: $v = 0,8V_{Máx}$. Dessa forma as distâncias admissíveis para efeito de norma são as apresentadas na Tab. (5).

Tabela 5 – Distâncias de Frenagem segundo ABNT NBR 10966-2.

Velocidade (Km/h)	Distância Percorrida (m)
80	50,66
110	104,07

As duas tabelas abaixo resumem os resultados obtidos com a simulação realizada.

Tabela 6 – Resultados para diferentes valores de $\lambda_{desejado}$.

	$Distância$		$Tempo_{parada}$	
	$ComABS$	$SemABS$	$ComABS$	$SemABS$
$\lambda = 0,1,\ v = 80$	46,18	59,76	3,8	7,0
$\lambda = 0,1,\ v = 110$	83,89	111,20	5,1	9,7
$\lambda = 0,2,\ v = 80$	59,35	72,09	5,7	7,0
$\lambda = 0,2,\ v = 110$	99,73	129,60	6,7	9,7
$\lambda = 0,18,\ v = 80$	40,20	54,44	3,3	7,0
$\lambda = 0,18,\ v = 110$	71,89	100,30	4,4	9,7

Comparando os resultados da Tab. (5) com os da Tab. (6) verifica-se que para o freio com o sistema ABS ligado apenas para o ensaio com escorregamento de 0,2 e velocidade de 80Km/h que a distância de frenagem foi superior a estipulada pela Norma.

Tabela 7 – Resultados para simulações de robustez.

	$Distância$		$Tempo_{parada}$	
	$ComABS$	$SemABS$	$ComABS$	$SemABS$
$\lambda = 0,18,\ v = 80$	46,21	116,50	10,64	21,3
$\lambda = 0,18,\ v = 110$	123,80	262,60	15,14	35,5

Comparando os resultados da Tab. (5) com os da Tab. (7) verifica-se que para a distância de frenagem com o dispositivo ABS ligado, apenas o ensaio com escorregamento de 0,18 e velocidade de 110Km/h obteve 19 metros a mais que o estipulado por norma. Porém na simulação realizada a condição de pista não era a adequada, uma vez que o veículo transita de uma pista seca de concreto, para uma com escorregamento médio e por último uma pista bastante escorregadia.

6.3.3 Comparativo de resultados com outras literaturas

De acordo com Gardinalli (8), a forma como as principais variáveis são apresentadas são semelhantes, exetuando o fato de que a simulação ali realizada corresponde a um veículo, tipo "hatch", com motor de 1,6 l, de fabricação nacional desempenhando uma velocidade de 100 Km/h e equipado com dispositivo ABS.

Tabela 8 – Dados utilizados na simulação do veículo [8].

Massa de 1/4 de veículo (M_v)	$296Kg$
Raio da roda (R_ω)	$0,281m$
Momento de Inércia da roda (J_ω)	$0,65Kg.m^2$
Força Normal no pneu (N_v)	$2900,8N$

Dentre as principais semelhanças encontradas em ambos os trabalhos destacam-se:

- Foi encontrada para a pista com boa aderência uma tendência do sistema oscilar em torno do valor 0,18;
- O tempo de frenagem neste trabalho para uma velocidade de 110 Km/h foi de 4,4 s com o dispositivo ABS ativado. Em (8), O tempo encontrado foi de 3,35 s a uma velocidade de 100 Km/h;
- A distância de parada aqui obtida foi de 71,89 metros. Por sua vez a distância desenvolvida em (8) é de 50,37 m.

A razão pela qual os melhores resultados ocorerem em (8) se justifica pelo fato de Gardinalli ter usado um modelo dinâmico mais completo em suas análises. E o formato das principais curvas aqui obtidas são muito semelhantes as obtidas em (8).

Conclusão

Com este projeto de conclusão de curso foi possível compreender de forma mais aprofundada os sistemas de freios, sua história, suas diferentes configurações, seu funcionamento, assim como a matemática que existe por trás deste importante sistema de segurança veicular.

De forma semelhante com o sistema antibloqueio das rodas também foi possível conhecer melhor sua história, sua efetividade em diferentes pistas e revisar algumas características básicas, equações e funcionamento. Por ser um dispositivo de segurança ativa que evita o travamento das rodas permitindo frenagens mais eficazes o ABS vem sendo continuamente pesquisado através do estudo de novos materiais e melhores técnicas de controle a serem implementados. Seu funcionamento associado com outros sistemas de segurança ativa como o Sistema de Controle de Tração (TCS) e o Programa Eletrônico de Estabilidade (ESP) intervêm de forma mais precisa garantindo maior segurança dos usuários.

Além disso, foi possível estudar o comportamento do controlador Bang-Bang associado a um sistema dinâmico de freio de um veículo popular, desenvolvido em diagrama de blocos com a capacidade de simular a operação com e sem ABS, além de simular diferentes condições de pista.

De acordo com as simulações obtidas foi verificado que o controlador bang-bang apesar de seu funcionamento simples, possui bom desempenho no controle do deslizamento da roda, evitando com que a mesma trave de forma contínua e proporcionando frenagens com bons tempos de parada conforme pode ser visto na Tab. (6). Desta tabela pode-se observar que os tempos de frenagem para um deslizamento de 0,2 é consideravelmente maior do que o de 0,1 devido ao fato de a roda travar durante a simulação que possui deslizamento de 0,2, mesmo assim a distância de frenagem não foi prejudicada devido a atuação do controlador que rapidamente retirava a roda da situação de travamento, isto pode ser visto no terceiro gráfico das Figs. (44) e (45).

O melhor comportamento dinâmico que foi obtido para o deslizamento de 0,18, que por sua vez justifica a maioria das literaturas que traziam como melhor valor para o deslizamento um ponto no intervalo de 0,1 e 0,2.

O teste de robustez apresentado para o controlador ajustado para a determinação do valor de melhor deslizamento da roda de 0,18 justifica o bom comportamento de todo o sistema independente das condições de pista e conforme apresentado na Tab. (7). Visto que independentemente de terem sido alteradas as condições de pista o sistema conseguiu se adaptar e fazer o veículo parar com bons tempos de frenagem em distâncias também

consideradas razoavelmente boas.

Percebe-se que o sistema em estudo não possui comportamento tão bom em baixas velocidades quanto em altas, pode-se melhorar tais resultados através da utilização de controladores mais modernos e robustos como o de modos deslizantes, lógica Fuzzy, sistemas com auto-aprendizado e sistemas adaptativos.

Referências

[1] NICOLLAZZI, L.; LEAL, L.; ROSA, E. 2007, *Introdução à Teoria de Veículos*. Florianópolis: 2007.

[2] MACHADO, R. 2009. *Freio ABS passa a ser obrigatório*. Disponível em: <http://www.estadao.com.br/noticias/impresso, freio-abs-passa- a-ser-obrigatorio,351726,0.htm>. Acesso em 15 de set. de 2013.

[3] FERREIRA, A. B. H. 2008, *Mini Aurélio*. Curitiba: Positivo, 2008.

[4] MALUF, O.; ANGELONI, M.; GUALBERTO, A.L; SPINELLI, D.; FILHO W. 2007, *Disco de freios automotivos: aspectos históricos e tecnológicos*. São Paulo: Disponível em: <http://sare.anhanguera.com/index.php/anudo/article/viewArticle/751>. Acesso em 25 de set de 2013.

[5] MARQUES, V. J. 2012, *Sistemas de Freio* Disponível em: <http://www.slideshare.net/automobilisticafoz/sistema-de-freio-principio-de-funcionamento-componentes-e-sistemas-12291560>. Acesso em 20 de set de 2013.

[6] BARRETTI, R. S.D. 1982, *Apostila de Freios*. São Paulo: Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAfYlIAA/freios>. Acesso em: 20 set. 2013.

[7] SAMY, R. 2008, *Ford T, primeiro carro do mundo produzido em série, faz cem anos*. Disponível em: <http://revista.webmotors.com.br/antigos/ ford-t-primeiro-carro-do-mundo-produzido-em-serie-faz-cem-anos/1334081194448>. Acesso em 23 de set. de 2013.

[8] GARDINALLI, G. J. 2005, *Comparação do desempenho de frenagem simulada x Experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS*. São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

[9] RASZL, G. 2008, *Teória básica/ Dimensionamento/ Desensvolvimento de sistemas de freios/ Expansão do ABS/ Sistema de Freio seguro para veículos inteligentes*. Centro Universitário da FEI, São Paulo: 2008.

[10] SILVA, N.; PLAÇA, R. 2011, *Kit didático de simulação do sistema de freios ABS*. Trabalho de Conclusão de Curso, Centro Paula Souza, FATEC, Santo André: 2011.

[11] PRIMOS AUTO CENTER. 2013, *Freios*. Disponível em: <http://primusautocenter.com.br/site/servicos/freios>. Acesso em 25 de set. de 2013.

[12] BOSCH. 2013, *Cilindro Mestre*. Disponível em: <http://www.bosch.com.br/br/autopecas/produtos/freios/cilindro_mestre.asp>. Acesso em 25 de set. de 2013.

[13] LIMPERT, R.; 1999, *brake Design and Safety*. Pennsylvania: Ed. SAE International, 1999. ISBN 1-56091-915-9.

[14] COSTA, P. 2001, *Bíblia do Carro*. Disponível em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAgIHoAD/a-biblia-carro>. Acesso em 15 de set de 2013.

[15] VILANOVA, C. 2013, *Freios Pneumáticos*. Disponível em: <http:/ /www.omecanico.com.br/modules/revista.php?recid=228>. Acesso em 30 de set. de 2013.

[16] DIAS, A. 1996, *Metodologia para análise da confiabilidade em freios pneumáticos automotivos*. Tese de doutorado, Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1996.

[17] LIMA, J. J. B. 2005, *Sistema Antibloqueio (ABS) para Freios Eletromecânicos utilizando Controle por Modos Deslizantes*. Tese de Pós-graduação, Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2005.

[18] VIVEROS, H. 2010, *Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque com suspesão mecânica e sistema ABS mediante simulação em Matlab/Simulink*. Dissertação de Mestrado, São Paulo: Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2010.

[19] TEIXEIRA, E. 2013, *Eletrônica Veicular*. Slides de aula fornecidos pelo prof. Evandro Teixeira. Universidade de Brasília, 2013.

[20] MTE THOMSON. 2010, *Test Thomson*. Disponível em: <http://www.mte-thomson.com.br/site/wp-content/uploads/2012/05/CatalogoThomsonTest.pdf>. Acesso em 10 de out. de 2013.

[21] DENTON, T. 2012, *Automobile electrical and electronic system*. For engine, driveline, and vehicle, Nova York: Routledge, 2012. ISBN 978-0-08-096942-8.

[22] RASZL, G. 2008, *Teoria básica/ Dimensionamento/ Desenvolvimento de sistemas de freios/ Expansão do ABS/ Sistema de Freio seguro para veículos inteligentes*. Centro Universitário da FEI, São Paulo:2008.

[23] HELOU, R.C.; GUALTER, J.B.; NEWTON, V.B. 2001, *Tópicos de Física 1: Mecânica*. São Paulo: Saraiva, 2001.

[24] OGATA, K. 2003, *Engenharia de Controle Moderno*. 4ª Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2003.

[25] BONNICK, Allan. 2001, *Automotive computer controlled systems* Diagnostic tools and techniques. Massachusetts: Butterworth-Heinemann Newnes, 2001. ISBN 0-7506-5089-3.

[26] BOSCH, R. 2005, *Manual de tecnologia automotiva* tradução da 25^a edição alemã. São Paulo: Edgard Blucher, 2005. ISBN 8521203780.

[27] CONTRAN, 2011. *Conselho Nacional de Trânsito, RESOLUÇÃO Nº 380, de 28 de abril de 2011*. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/download/ Resolucoes/ RESOLUCAO_CONTRAN _380_10.pdf>. Acesso em 15 de set. de 2013.

[28] COUTINHO, D., *Processos em Engenharia: Conceitos de Controle de Processos e Ações de Controle Elementares*. Disponível em: <http://www.das.ufsc.br/ coutinho/DAS5101/Aula4.pdf>. Acesso em 23 de mar de 2014.

[29] GUIMARÃES, A. A. 2007, *Eletrônica embarcada automotiva*. São Paulo: Ed. Érica, 2007. ISBN 978-85-365-0157-4.

[30] JAZAR, Reza N. 2008, *Vehicle dynamics:theory and application*. New York: Springer, 2008. ISBN 978-0-387-74243-4.

[31] KIENCKE, U.; NIELSEN, L. 2005, *Automotive control systems*. For engine, driveline, and vehicle. Berlin: Springer, 2005. ISBN 3-540-23139-0.

[32] MARQUES, V. J. 2012, *Sistemas de Freio* Disponível em: <http://www.slideshare.net/automobilisticafoz/sistema-de-freio-principio-de-funcionamento-componentes-e-sistemas-12291560>. Acesso em 20 de set. de

[33] OFICINA3000. 2013, *Freios ABS*. Disponível em: <http://www.oficina3000.com.br/index.php?option=com _content&view=article&id=71&Itemid=172>. Acesso em 15 de set. de

[34] PACEJKA, H. B. 2005, *Tire and vehicle dynamics*. Massachusetts: Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 978-0-7680-1702-1.

[35] RAJAMANI, R. 2006, *Vehicle dynamics and control*. New York: Springer, 2006. ISBN 9780387263960.

[36] RIBBENS, W. 1998 *Understanding automotive electronics*. Boston: Newnes, 1998. ISBN 0-7506-7008-8.