

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

**Bancada para avaliação experimental do
sistema de assistência de frenagem a vácuo de
um veículo elétrico**

Autor: Jhonnatan dos Santos França
Orientador: Dr. Rudi Henri Van Els

Brasília, DF
2023



Jhonnatan dos Santos França

Bancada para avaliação experimental do sistema de assistência de frenagem a vácuo de um veículo elétrico

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. Rudi Henri Van Els

Brasília, DF

2023

Jhonnatan dos Santos França

Bancada para avaliação experimental do sistema de assistência de frenagem a vácuo de um veículo elétrico/ Jhonnatan dos Santos França. – Brasília, DF, 2023-108 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dr. Rudi Henri Van Els

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA , 2023.

1. Palavra-chave01. 2. Palavra-chave02. I. Dr. Rudi Henri Van Els. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Bancada para avaliação experimental do sistema de assistência de frenagem a vácuo de um veículo elétrico

CDU 02:141:005.6

Jhonnatan dos Santos França

Bancada para avaliação experimental do sistema de assistência de frenagem a vácuo de um veículo elétrico

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, 11 de dezembro de 2023:

Dr. Rudi Henri Van Els
Orientador

MSc. Rafael Rodrigues da Silva
Convidado 1

Dr. Bruno Luiz Pereira
Convidado 2

Brasília, DF
2023

Agradecimentos

Agradeço em primeiro lugar a Deus, pois tenho plena convicção de que não teria chegado até aqui na minha vida sem sua intervenção, graça e infinita misericórdia. Também deixo registrada minha eterna gratidão a minha família, sem seu apoio e suporte esse caminho seria muito mais tortuoso. Em especial agradeço a imensa generosidade e dedicação da minha irmã Eliane e seu companheiro Samuel, o apoio vindo de vocês foi fundamental para realização desse trabalho.

Agradeço também a meus pais por todo esforço realizado em prol do meu sucesso, deixo especial reverência a força, garra e imenso cuidado realizado por minha mãe Juraci, sem a senhora não teria conseguido chegar aqui. Por fim agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Rudi pelo apoio, paciência e ensinamentos, e em sua pessoa a todos os professores dessa faculdade que contribuíram não somente com minha formação profissional, mas também humana.

“Finalmente, irmãos, tudo o que for verdadeiro, tudo o que for nobre, tudo o que for correto, tudo o que for puro, tudo o que for amável, tudo o que for de boa fama, se houver algo de excelente ou digno de louvor, pensem nessas coisas.”
(Bíblia Sagrada, Filipenses 4:8)

Resumo

Veículos elétricos tem se tornado cada vez mais comuns no dia a dia do consumidor. Diversas estratégias têm sido tomadas para viabilizar a demanda crescente e as constantes atualizações nas exigências de desempenho e emissões nos transportes. Uma dessas estratégias é a conversão de veículos originalmente movidos por motores a combustão. Essa alternativa também permite o desenvolvimento de mão de obra qualificada, conhecimento, dados e tem como resultado um veículo sustentável. Para tanto, sistemas completos devem ser adaptados ou substituídos. Neste trabalho o sistema de freio é adaptado. Para isso uma nova avaliação é necessária, visto que aspectos do desempenho de frenagem são alterados devido a troca da fonte de vácuo do sistema de assistência do servo freio. Nesse sentido o trabalho explora métodos para estimar o desempenho de frenagem por meio de equações de dinâmica veicular, apresenta uma estratégia de controle para nível de pressão de vácuo e descreve componentes de instrumentação eletrônica para aquisição de dados em bancada. Adaptar o sistema de vácuo e avaliar o desempenho de frenagem são os principais objetivos do trabalho. Para fundamentar a solução, primeiramente foi realizada uma extensa revisão da literatura sobre os elementos que compõem os sistemas de freios hidráulicos tradicionais. Em seguida todos os aspectos pertinentes a uma modelagem inicial da dinâmica de frenagem são abordados. O sistema comercial mais avançado utilizado atualmente para assistência de frenagem também é apresentado. A construção e instrumentação de uma bancada de freio foi realizada e um sistema de controle implementado. Por fim é feita uma avaliação de desempenho do sistema a partir das dinâmicas de nível de vácuo no servo freio e desaceleração do veículo.

Palavras-chaves: Elétricos convertidos, Desempenho de frenagem, Servo freio, Bomba de vácuo.

Abstract

Electric vehicles have become increasingly common in the daily lives of consumers. Various strategies have been implemented to meet the growing demand and the constant updates in performance and emissions requirements in transportation. One of these strategies is the conversion of vehicles originally powered by internal combustion engines. This alternative also allows for the development of qualified labor, knowledge, and data, resulting in a sustainable vehicle. To achieve this, complete systems must be adapted or replaced. In this work, the brake system is adapted. For this purpose, a new evaluation is necessary since aspects of braking performance are altered due to the replacement of the vacuum source in the brake servo assistance system. In this context, the work explores methods to estimate braking performance through vehicle dynamics equations, presents a control strategy for vacuum pressure level, and describes electronic instrumentation components for data acquisition on the test bench. Adapting the vacuum system and evaluating braking performance are the main objectives of the work. To support the solution, an extensive literature review was first conducted on the elements that make up traditional hydraulic brake systems. Then, all relevant aspects of an initial modeling of braking dynamics are addressed. The most advanced commercial system currently used for brake assistance is also presented. The construction and instrumentation of a brake test bench were carried out, and a control system was implemented. Finally, a performance evaluation of the system is conducted based on vacuum level dynamics in the brake servo and vehicle deceleration.

Key-words: Converted electrical vehicles, Braking performance, Brake booster, Vacuum pump.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Estrutura de um sistema de freio - Adaptado de (BOSCH, 2005)	18
Figura 2 – Esquemático de freio hidráulico - Adaptado de (SHARP, 2011)	19
Figura 3 – Tipos de ligações de circuitos de freio (PIETRO, 2014)	20
Figura 4 – Faixa ótima de ganho de força do pedal (MORTIMER et al., 1970)	22
Figura 5 – Alavanca do pedal de freio (REIF, 2014)	23
Figura 6 – Exemplo de servo freio em corte (PIETRO, 2014)	25
Figura 7 – Exemplo de servo freio em corte com freio em repouso (PIETRO, 2014)	26
Figura 8 – Exemplo de acionamento do servo freio com o pedal de freio levemente pressionado (PIETRO, 2014)	26
Figura 9 – Exemplo de servo freio em corte com freio acionado (PIETRO, 2014)	26
Figura 10 – Curva característica do servo freio (SILVA, 2018)	27
Figura 11 – Áreas do disco de reação e do êmbolo (HO, 2009)	28
Figura 12 – Servo freio a vácuo tandem (KAWAGUCHI, 2005)	28
Figura 13 – Cilindro mestre convencional (SILVA, 2018)	30
Figura 14 – Cilindro mestre tipo 1 convencional; tipo 2 com ABS e tipo 3 com ESP (KAWAGUCHI, 2005)	30
Figura 15 – Reservatório do fluido de freio (REIF, 2014)	31
Figura 16 – Fator de freio como função do coeficiente de atrito - Adaptado de (REIF, 2014)	33
Figura 17 – Freio a tambor modelo simplex (REIF, 2014)	34
Figura 18 – Freio a tambor modelo duplex (REIF, 2014)	35
Figura 19 – Freio a tambor modelo duo duplex (REIF, 2014)	35
Figura 20 – Freio a tambor modelo servo (REIF, 2014)	36
Figura 21 – Freio a tambor modelo duo servo (REIF, 2014)	37
Figura 22 – Mecanismo de autoajuste (REIF, 2014)	38
Figura 23 – Freio a tambor modelo simplex com mecanismo do freio de estaciona- mento integrado (REIF, 2014)	39
Figura 24 – Ajuste do disco de freio. (a) freio não aplicado. (b) freio aplicado (LIM- PERT, 2011)	40
Figura 25 – Pinça de freio fixa. (REIF, 2014)	41
Figura 26 – Pinça de freio flutuante. (REIF, 2014)	42
Figura 27 – Pinça de freio deslizante. (REIF, 2014)	42
Figura 28 – Distribuição eletrônica de frenagem – Adaptado de (REIF, 2014)	43
Figura 29 – Pressão exercida no cilindro mestre pelo iBooster em função da força no pedal com três possibilidade de função de transferência – Adaptado de (BELT, 2020)	45

Figura 30 – Assistente de freio eletromecânico (iBooster) (BOSCH, 2022)	46
Figura 31 – Posicionamento de produto dos sistemas de assistência de frenagem – Adaptado de (ROMBACH et al., 2020).	47
Figura 32 – Forças arbitrárias agindo no veículo. (GILLESPIE, 1992)	48
Figura 33 – Perfil aerodinâmico (EBRAHIMI et al., 2018)	50
Figura 34 – Coeficiente de frenagem em relação ao slip (GILLESPIE, 1992)	52
Figura 35 – Gráfico de eficiência para um trator semirreboque (GILLESPIE, 1992)	54
Figura 36 – Um diagrama de blocos de um sistema com retroação negativa des- crevendo um sistema de controle básico a malha fechada. (DORF; BISHOP, 1998)	54
Figura 37 – Modelo controlador On-Off. (OGATA, 2010)	56
Figura 38 – Modelo controlador On-Off com histerese – Adaptado de (OGATA, 2005)	56
Figura 39 – Curva de resposta em degrau unitário (OGATA, 2005)	57
Figura 40 – Influência dos ganhos na resposta do sistema. (DUARTE; FIGUEI- REDO, 2022)	58
Figura 41 – Dimensões e layout do pedal de freio (HO, 2009)	59
Figura 42 – Características do servo freio (LIMPERT, 2011)	62
Figura 43 – Dimensões de um freio a disco (GARDINALLI, 2005)	64
Figura 44 – Cálculo do torque de um freio a tambor (GARDINALLI, 2005)	65
Figura 45 – Diagrama de configuração da bancada de teste (KHALIL et al., 2021) .	66
Figura 46 – Modelos 3D e montagem final.	67
Figura 47 – Sensores utilizados.	70
Figura 48 – Diagrama do sistema de potência	70
Figura 49 – Diagrama de ligação dos sensores e módulos	71
Figura 50 – Módulo eletrônico de instrumentação do projeto tecnomobile	71
Figura 51 – Montagem para calibração do sensor de vácuo	73
Figura 52 – Vacuômetro analógico	73
Figura 53 – Montagem para calibração do transdutor de pressão	75
Figura 54 – Montagem para calibração do potenciômetro linear	76
Figura 55 – Montagem para calibração da célula de carga	77
Figura 56 – Fluxograma lógico do controlador	79
Figura 57 – Dados para o cálculo dos coeficientes de frenagem.	80
Figura 58 – Eficiência de frenagem	81
Figura 59 – Dinâmica da pressão para bomba de vácuo UP28 na bancada	83
Figura 60 – Dinâmica da pressão para bombas de vácuo (HELLA, 2023)	83
Figura 61 – Diagrama de montagem sugerido pelo fornecedor para bomba UP28 - Adaptado de (HELLA, 2023)	84
Figura 62 – Diagrama de montagem sugerido pelo fornecedor para bomba UP5.0 - Adaptado de (HELLA, 2023)	84

Figura 63 – Dinâmica da pressão para acionamento partindo da pressão ambiente, vácuo e com parada.	85
Figura 64 – Dinâmica de perda de vácuo com linearização.	86
Figura 65 – Dinâmica de ganho de vácuo com linearização.	86
Figura 66 – Curva característica para diferentes níveis de vácuo.	87
Figura 67 – Linearização das regiões de assistência.	87
Figura 68 – Simulação de funcionamento do controlador	88
Figura 69 – Feeling pedal em desaceleração e força aplicada no pedal.	89
Figura 70 – Feeling pedal em desaceleração e deslocamento parcial do pedal.	89
Figura 71 – Ganho do pedal para região com e sem assistência.	90

Lista de tabelas

Tabela 1 – Valores médios para coeficiente de esforço trativo - modificado (EBRAHIMI et al., 2018).	52
Tabela 2 – Características dos principais componentes utilizados	69
Tabela 3 – Processo de calibração do sensor de vácuo	74
Tabela 4 – Processo de calibração do transdutor de pressão	75
Tabela 5 – Processo de calibração do potenciometro linear	76

Sumário

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Objetivo geral	15
1.2	Objetivo específico	15
1.3	Estrutura do texto	16
2	REVISÃO DA LITERATURA	17
2.1	Sistema de freio hidráulico	21
2.1.1	Pedal de freio	21
2.1.2	Servo freio	23
2.1.3	Cilindro mestre e reservatório do fluido de freio	29
2.1.4	Freios de roda	32
2.1.4.1	Freio a tambor	33
2.1.4.2	Freio a disco	39
2.1.5	Sistema EBD (Distribuição eletrônica de frenagem)	43
2.2	Estado da arte em assistência de frenagem	43
2.3	Dinâmica longitudinal de frenagem	47
2.3.1	Tempo e distância de parada	48
2.3.2	Arrasto aerodinâmico	50
2.3.3	Angulação da rampa	51
2.3.4	Atrito na interface pneu pista	51
2.3.5	Eficiência de frenagem	52
2.4	Sistemas de controle	54
2.4.1	Modelos matemáticos	54
2.4.2	Controladores industriais e suas características	55
2.5	Modelos matemáticos dos sistemas de freio	59
2.5.1	Pedal de freio	59
2.5.2	Servo freio	59
2.5.3	Deslocamento do pedal de freio	62
2.5.4	Modelos para o cálculo do torque de frenagem	64
3	METODOLOGIA	66
3.1	Bancada de testes	66
3.2	Arquitetura eletrônica	68
3.2.1	Calibrações	72
3.2.2	Sensor de vácuo	72
3.2.3	Transdutor de pressão	74

3.2.4	Potenciômetro linear	75
3.2.5	Célula de carga	76
3.3	Lógica de controle	77
3.4	Desaceleração e coeficientes de frenagem	80
4	RESULTADOS	82
4.1	Desempenho da bomba de vácuo	82
4.2	Desempenho do servo freio	86
4.3	Controlador on-off	88
4.4	Feeling pedal	88
5	CONCLUSÃO	91
	REFERÊNCIAS	93
	APÊNDICES	95
	APÊNDICE A – ALGORITMO PARA GRÁFICO DE EFICIÊNCIA	96
	APÊNDICE B – ALGORITMOS EM C++	98

1 Introdução

O projeto de conversão da Van Peugeot Boxer vem na linha dos projetos de conversão realizados em anos anteriores no campus Gama da Universidade de Brasília, a saber, veículo Gurgel BR800 com início em 2010 e Fiat Palio em 2015. Ao longo dos trabalhos foram adquiridos conhecimentos importantes das áreas de controle de motores elétricos, regeneração de energia e sistemas de apoio por meio de ensaios em bancada. O conhecimento acumulado oferece uma base para maior esforço agora em projetos de eletro-mobilidade para veículos de transporte de passageiros (ELS, 2018).

Dentre as tecnologias necessárias para execução do trabalho destacam-se a instalação e integração do controlador do motor, inversor WEG CVW500, adaptação e substituição dos subsistemas de freio, refrigeração do motor, sinalização elétrica, instrumentação do painel e computador de bordo com objetivo de atender as novas configurações do veículo. A instrumentação de um novo painel e computador de bordo apresentam especial desafio, pois devem seguir a filosofia de software livre e ser remodelados com base no protocolo CAN (Controller Area Network) com objetivo de integrar os diversos subsistemas do veículo (ELS, 2018).

Para o trabalho de adaptação do sistema de freio, o principal componente afetado é a bomba de vácuo, devido a remoção do motor a combustão do veículo a bomba mecânica que gera o vácuo necessário para o sistema de assistência de frenagem também é removida, por esse motivo se faz necessária a utilização de uma nova bomba, dessa vez elétrica. O sistema de freio original da Van é um sistema hidráulico convencional sem a função ABS (Anti-Lock Braking System), dentre os componentes que integram esse tipo de sistema de freio se encontram o pedal de freio, servo freio, cilindro mestre, reservatório de fluido de freio, tubulações e freios de roda. Assim, com a mudança da fonte de geração de vácuo o servo freio é o componente afetado mais diretamente, já que seu funcionamento depende da diferença de pressão entre duas câmaras.

As análises sobre conforto e resposta do pedal de freio também são de fundamental importância, visto que estão diretamente relacionadas com o funcionamento do servo freio, HO (2009) explica que o *pedal feel* ou em tradução livre, sensação do pedal, pode ser determinado avaliando-se o tipo de sistema de freio e parâmetros do sistema. No caso estudado o sistema de freio é hidráulico e os parâmetros são o deslocamento e força aplicada no pedal de freio, pressão da linha hidráulica e a relação com a desaceleração do veículo. Dessa forma no projeto de adaptação do sistema de freio do veículo convertido algumas tarefas essenciais são, entender as características do sistema em função do vácuo aplicado pela bomba elétrica, fazer o controle de acionamento da bomba elétrica e avaliar

o resultado da aplicação nos parâmetros de desempenho mais relevantes.

O trabalho realizado por HO (2009) apresenta uma caracterização completa dos fatores que influenciam o *pedal feel*. Após as avaliações teóricas e levantamento de modelos e simulações a importância de validar os resultados em uma bancada de teste surge, para tanto é necessário um trabalho de construção e instrumentação do sistema visando adquirir os dados necessários de forma adequada para compreender a resposta real do sistema. Zhang, Ruan e Meng (2014) também utilizam uma bancada de testes para validação de um modelo dinâmico do sistema de freio criado em MATLAB/Simulink, a pressão de vácuo do servo freio é um dos fatores mais significativos que levam a validação do sistema em uma bancada. Dessa forma verifica-se que a avaliação do sistema em bancada é fundamental para o estudo da adaptação do sistema de freio.

O entendimento dos processos de dinâmica e controle relativos à frenagem são indispensáveis para o entendimento da dinâmica veicular impactada com a adaptação, bem como para fundamentar projetos futuros de integração e aplicação de funções como frenagem regenerativa e sistemas ativos de controle de frenagem, assim o trabalho de adaptação e avaliação de desempenho do sistema em bancada se mostra um passo inicial importante para absorção de conhecimento sobre o desempenho do sistema de freio e futuras aplicações de novas tecnologias. Dessa forma a implementação e ensaio de bancada para demonstração e estudo do conjunto é uma demanda importante (KHALIL et al., 2021).

1.1 Objetivo geral

Este trabalho tem como objetivo realizar a adaptação do sistema de assistência de frenagem a vácuo da VAN Peugeot Boxer Longa 2.8 HDI diesel ano 2008 e avaliar, por meio de simulação numérica e testes de bancada, o impacto no desempenho de frenagem devido as alterações no sistema original. A adaptação irá utilizar uma bomba de vácuo elétrica e a construção de uma bancada de testes para demonstração e estudo do sistema, a simulação será realizada por meio de implementação de equações de dinâmica veicular.

1.2 Objetivo específico

- Desenvolver e aplicar uma metodologia de controle para o acionamento da bomba de vácuo do sistema de freio.
- Construir uma bancada para avaliar o desempenho de frenagem com base nos sinais de pressão de fluido de freio no cilindro mestre, nível de vácuo no servo freio, força e deslocamento aplicados no pedal de freio.

- Testar o sistema em bancada.

1.3 Estrutura do texto

- Capítulo 2: O capítulo na primeira parte traz uma visão geral sobre os elementos que compõem sistemas de freio hidráulicos tradicionais, bem como seus respectivos princípios de funcionamento. Em seguida aborda aspectos da dinâmica longitudinal de frenagem. Por fim apresenta o sistema de assistência a frenagem comercial mais moderno no mercado, essa revisão busca deixar o leitor ciente das tecnologias e comportamentos dinâmicos de um veículo relacionados ao sistema de freio.
- Capítulo 3: Aqui busca-se descrever os processos experimentais que envolveram a construção da bancada de teste, partindo da montagem física para instrumentação eletrônica e por fim o desenvolvimento do controlador e do cálculo de desaceleração do veículo.
- Capítulo 4: Nesse capítulo é feita a análise dos dados aquiridos pela instrumentação eletrônica durante os ensaios com a bancada. Busca-se entender os dados e a partir deles retirar informações relevantes para avaliação do impacto da substituição da fonte de vácuo do servo freio.
- Capítulo 5: Aqui é feita a conclusão do trabalho, a avaliação final dos resultados é discutida assim como possibilidades para trabalhos futuros.

2 Revisão da literatura

O desenvolvimento de veículos de transporte terrestre remonta a invenção da roda, que segundo pesquisas arqueológicas, tem sua origem na civilização suméria por volta do ano 3000 a.C. Uma vez que os veículos passaram a desenvolver velocidades cada vez maiores em diferentes tipos de terreno, foram necessários sistemas de frenagem mais efetivos, ao longo do tempo uma série de materiais de atrito foram testados até que sistemas de freio rudimentares como o freio por alavanca e cinta foram desenvolvidos. A desvantagem desses sistemas está no fato de serem abertos, assim estão sujeitos aos detritos e efeitos do terreno e do ambiente, o que reduz a eficiência, além de exigirem muita força do condutor (PIETRO, 2014).

Com o desenvolvimento da tecnologia dos motores os veículos passaram a exigir freios mais eficientes, então em 1902 foram inventados tanto o freio a tambor por Luis Renault, como o freio a disco por Frederick Willian Lanchester. Os sistemas funcionam com o mesmo princípio do atrito entre sapatas, solidarias ao veículo, e uma superfície solidária a roda, porém aplicados por mecanismos mais sofisticados. (MOORE, 2014).

A partir daí a tecnologia associada aos freios passou por uma grande evolução, os acionamentos por alavancas passaram a ser acionamentos hidráulicos, com o primeiro sistema desenvolvido pela empresa Lockheed em 1919, e no mesmo ano o sistema de assistência à vácuo para ampliar a força do condutor foi patenteado pela empresa Hispano-Suíza. A partir de 1955 o veículo Citroen DS-19 passou a usar o freio à dico como item de série, e nos anos seguintes o desenvolvimento de sistemas de segurança ativa, como ABS, iniciaram seu desenvolvimento (PIETRO, 2014).

Uma vez que as bases de funcionamento do sistema de freio foram estabelecidas, é possível definir que o sistema deve oferecer três funcionalidades básicas, que são desacelerar o veículo até a parada, manter a velocidade do veículo em aclives e manter o veículo estático no solo. Os componentes básicos do sistema de freios consistem em uma fonte de energia, um sistema de aplicação e um meio de transmissão até as rodas. A fonte de energia é o meio por onde a força de acionamento inicia, o sistema de aplicação inclui todos os sistemas que modulam a força aplicada e o sistema de transmissão consiste no meio pelo qual a energia é transmitida até o atuador que por sua vez age sobre a roda, onde efetivamente são geradas as forças de oposição ao movimento (LIMPERT, 2011).

Decorrente de suas funcionalidades básicas os freios podem ser classificados em três segmentos elementares, de serviço, secundário, auxiliar ou de emergência e de estacionamento. Os freios de serviço são responsáveis por reduzir a velocidade do veículo progressivamente, o auxiliar deve permitir que o condutor, por meio de ação progressiva,

reduza a velocidade em caso de pane do sistema de serviço, é mais visto em veículos de transporte rodoviário, e o de estacionamento visa manter o veículo imóvel, por meios mecânicos, em situações de aclave ou ausência do motorista (BOSCH, 2005).

Uma vez que os processos de aplicação de energia, transmissão e atuação são as bases do funcionamento, diferentes abordagens podem ser empregadas para realizar uma frenagem. A depender dos tipos de energia e meios utilizados vão existir sistemas de freios por energia muscular, freio servo-assistido, freio por energia externa e freio inercial. Os sistemas podem ser combinados, um exemplo é o servo-assistido que depende da energia muscular e mecânica gerada pela assistência a vácuo ou hidráulica (BOSCH, 2005), o fluxograma da Figura 1 exemplifica as relações entre os componentes de um sistema de freio.

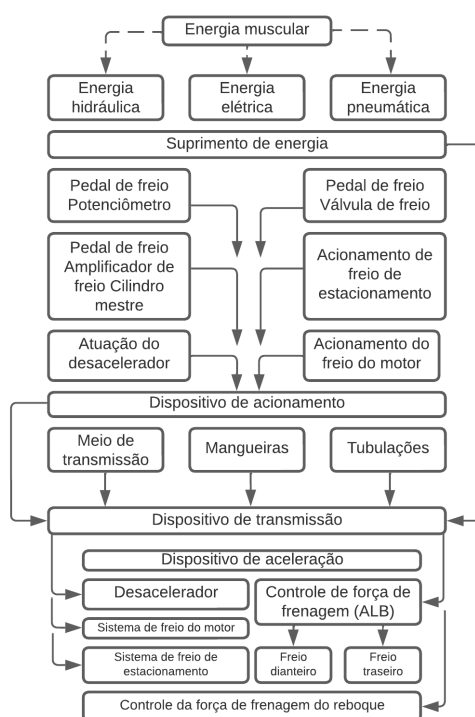


Figura 1 – Estrutura de um sistema de freio - Adaptado de (BOSCH, 2005)

Os meios de transmissão da energia podem ser mecânicos, hidráulicos, pneumáticos e eletro/eletrônicos ou uma combinação deles. O sistema padrão utilizado em veículos de passageiros e utilitários leves é o hidráulico, é constituído de pedal de freio, servo freio a vácuo, cilindro mestre, reservatório de fluido de freio e dispositivo de alerta sobre falha nos circuitos de freio (BOSCH, 2005). A figura 2 ilustra um sistema de freio hidráulico com circuito duplo padrão.

O projeto do sistema pode ser concebido do ponto de vista do veículo ou do equipamento, os principais aspectos que dirigem a concepção voltada ao veículo são relacionados

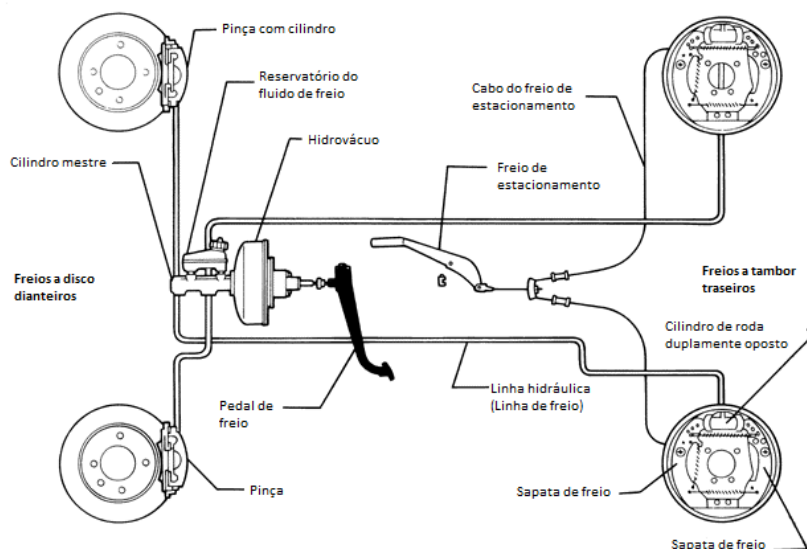


Figura 2 – Esquemático de freio hidráulico - Adaptado de (SHARP, 2011)

com determinações legais sobre critérios de desaceleração, distribuição de carga, fadiga nos freios, falhas no circuito, torque de frenagem do motor, e caso disponíveis, válvulas de equalização e desaceleradores, sendo os três últimos critérios mais presentes em veículos pesados. Já quando se fala do ponto de vista do equipamento os principais aspectos são relacionados ao tipo de freio (disco ou tambor), durabilidade, espaço disponível para instalação, níveis de pressão e rigidez (volume do fluido absorvido pelo freio hidráulico) (BOSCH, 2005).

Pietro (2014) explica que para orientar e determinar os requisitos de um projeto existem normas e regulamentações sobre os sistemas de freio, no Brasil a norma ABNT NBR 6070 define uma classificação dos veículos nas categorias L, M, N e O. Para cada categoria existem subdivisões quanto a cilindrada, peso, lugares para passageiros, projeto de velocidade máxima, entre outras, em termos gerais as categorias são descritas como:

- Categoria L: Veículo rodoviário automotor com menos de quatro rodas;
- Categoria M: Veículo rodoviário automotor de passageiros e uso misto, com pelo menos quatro rodas, ou três rodas, e com peso total máximo maior que 9,8kN;
- Categoria N: Veículo rodoviário automotor para transporte de carga, com pelo menos quatro rodas, ou com três rodas com peso total máximo maior que 9,8 kN;
- Categoria O: Veículo rodoviário rebocado.

Dentro das características do equipamento existem as configurações do circuito, as normas ABNT NBR 10.966 e 10.967 tratam das características dos sistemas de freio dos veículos das categorias M e N, e ensaios de desempenho, respectivamente. Decorrente das

determinações, por questões de segurança, os sistemas devem possuir circuitos duplos, para que em caso de falha em uma das linhas ainda seja possível acionar o freio de duas rodas, as linhas são acionadas por meio de duas câmaras presentes do cilindro mestre (PIETRO, 2014).

A norma DIN 14000 apresenta cinco possibilidades de circuitos de freio para as quatro rodas, elas são identificadas pelas letras II, X, HI, LL e HH, figura 3, as formas II e X se tornaram padrão por conta do custo mais baixo. Veículos com maior carga dianteira, maior parte dos veículos de passeio, são equipados com o formato X, já os veículos utilitários médios e pesados ou com maior carga traseira são equipados com o modelo II) (BOSCH, 2005).

- Formato II: Um circuito de freio atua sobre o eixo dianteiro e o outro, sobre o eixo traseiro;
- Formato X: Cada circuito atua sobre uma roda dianteira e traseira diagonalmente opostas;
- Formato HI: Um circuito atua sobre o eixo dianteiro e traseiro e o outro, somente no dianteiro;
- Formato LL: Cada circuito atua sobre o eixo dianteiro e sobre uma das rodas traseiras;
- Formato HH: Cada circuito atua sobre ambos os eixos.

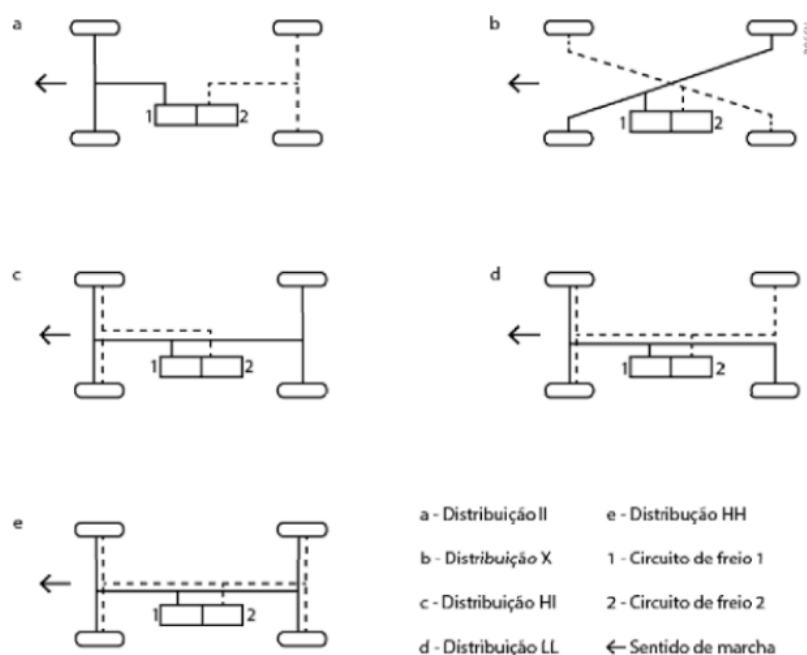


Figura 3 – Tipos de ligações de circuitos de freio (PIETRO, 2014)

2.1 Sistema de freio hidráulico

Uma vez que os princípios elementares dos sistemas de freio foram apresentados, é possível avançar no detalhamento da solução proposta por este estudo, como já visto, os sistemas podem ter características sensivelmente diferentes a depender do projeto e detalhar cada um deles não faz parte do escopo desse estudo. Visto que o veículo objeto do trabalho se encaixa na categoria utilitário, o detalhamento será feito sobre o sistema hidráulico para veículos leves, que compreende todo escopo de interesse.

Os dispositivos de comando que constituem o sistema hidráulico básico tradicional são divididos em:

- Pedal de freio;
- Servo freio;
- Cilindro mestre e reservatório de fluido de freio;
- Freios de roda;
- Dispositivo de alerta sobre falha nos circuitos de freio ou perda de fluido de freio.

2.1.1 Pedal de freio

O pedal de freio é o dispositivo por meio do qual o comando de desaceleração do veículo é aplicado, possui a função de transmitir a força aplicada sobre ele para o sistema de freio, para assim gerar a pressão hidráulica necessária no sistema (PIETRO, 2014). A dinâmica de funcionamento do pedal, que envolve a força de aplicação e o curso, são muito importantes para determinar a sensação do pedal, ou mais comumente conhecido como *pedal feel* ou *feeling pedal* (HO, 2009).

A força de acionamento do pedal é padronizada por regulamentações. No Brasil o CONTRAN, através da NBR 10.966, estabelece os critérios nesse sentido (SILVA, 2018). Ambos os parâmetros, força de aplicação e curso, também são importantes no quesito de segurança, visto que na ausência de uma resposta de curso adequada, especialmente em pistas escorregadias, o condutor pode levar as rodas ao travamento, caso o veículo não possua ABS, e conseqüentemente perder o controle (LIMPERT, 2011).

Uma consideração importante no projeto do pedal está relacionada a correlação entre força de aplicação e desaceleração do veículo, o trabalho realizado por Mortimer et al. (1970) e analisado por Silva (2018) apresenta valores de desaceleração em função da força aplicada, para homens e mulheres, o estudo buscou identificar uma faixa de ganho ótimo para o melhor desempenho durante uma frenagem, a figura 4 apresenta o gráfico com os resultados alcançados.

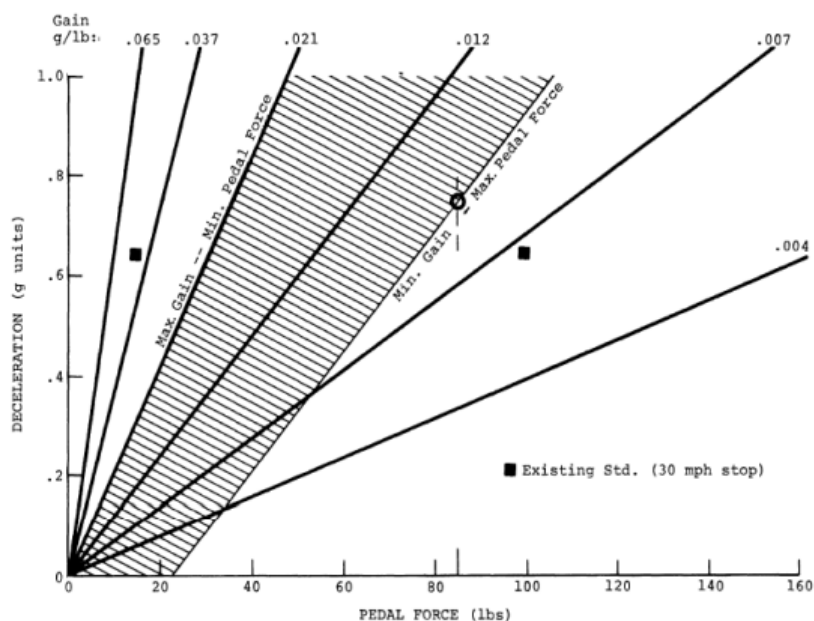


Figura 4 – Faixa ótima de ganho de força do pedal (MORTIMER et al., 1970)

Verificou-se que a força máxima aplicada no pedal de freio, para o percentil 5% da população feminina, foi de 378 N (85 lb), assim o autor sugere esse valor como máximo para gerar uma desaceleração de 0.75 g, considerando essa desaceleração como aceitável para uma frenagem de emergência. Com isso recomenda-se um ganho de força de pedal mínimo de 0.012 g/lb e máximo de 0.021 g/lb. Valores maiores podem produzir frequentes travamentos de roda e geram desconforto na sensação de pedal para o condutor.

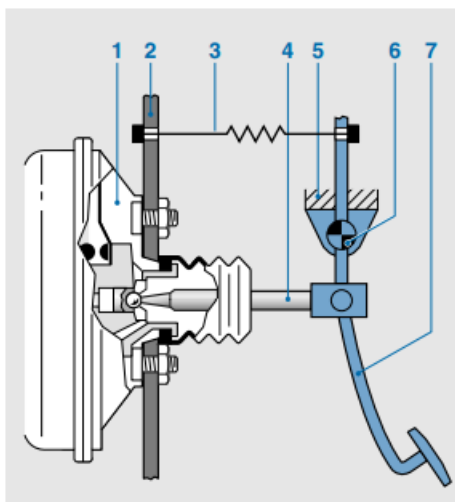
Para Limpert (2011) a máxima força aplicada para o percentil 5% da população feminina é de aproximadamente 445N (100 lb), e para população masculina é de aproximadamente 823N (185 lb), valores diferentes do estudo anterior realizado por Mortimer et al. (1970) . Contudo, considerando um sistema com assistência, a força máxima de aplicação deve ser de aproximadamente 223 a 334N (50 à 75 lb) para uma desaceleração de 0.9 a 1 g. O curso de pedal para essa condição deve ser de 75 a 90 mm para um sistema com temperatura abaixo de 366K.

Nesse sentido, pensando no aspecto geral do conjunto, na análise feita por HO (2009), as principais condições de contorno e restrições no desenvolvimento do pedal de freio são:

- O espaço entre a parede corta fogo, painel de instrumentos e assento do motorista de forma que permita o acesso do condutor ao pedal;
- O ganho efetivo do projeto de pedal combinado aos ganhos do servo-freio, cilindro mestre e pinça, bem como tamanho das rodas e nível de fricção do material das pastilhas de freio;

- O desenho ergonômico da posição de condução em relação a zona de operação do pedal;
- Requisitos de resistência ao choque que minimizem a intrusão do pedal no espaço das pernas do motorista, em caso de colisão;
- A altura de passagem entre o pedal de freio e de aceleração em relação a distância lateral entre eles.

Os elementos básicos que constituem o pedal de freio são ilustrados na figura 5, seu funcionamento depende somente das suas características de montagem, ou seja, é exclusivamente mecânico. O pedal possui um pivotamento por meio do seu eixo, uma mola fixada entre a parede corta fogo e o pedal mantém o pedal em repouso quando o freio não está acionado. No momento da frenagem o condutor exerce uma força superior à da mola e aciona o servo-freio por meio de uma haste, que por sua vez irá ampliar a força exercida a níveis adequados para acionar o cilindro mestre e realizar a frenagem (PIETRO, 2014).



(1) servo-freio; (2) parede corta-fogo; (3) mola de retorno; (4) haste de acionamento;
(5) fixação do pedal; (6) eixo do pedal; (7) pedal.

Figura 5 – Alavanca do pedal de freio (REIF, 2014)

2.1.2 Servo freio

Pietro (2014) e Kawaguchi (2005) explicam que o servo freio é o dispositivo que auxilia o condutor na força aplicada no pedal de freio, seu uso é essencial, pois a pressão necessária para acionar o cilindro mestre é alta e exige elevado esforço caso seja exercido unicamente pelo motorista. O objetivo básico do sistema é aumentar o poder e a eficácia da frenagem, ao mesmo tempo que melhora o conforto. O modelo a vácuo é amplamente

utilizado por conta da sua simplicidade construtiva e economia, normalmente é fornecido como uma montagem junto ao cilindro mestre, denominada de atuação, assim facilita a montagem na linha de produção e garante a integridade e perfeito funcionamento do conjunto.

Segundo Bosch (2005), para veículos excepcionalmente pesados, que exigem elevada pressão de freio, o auxílio do freio pode ser realizado por um servo freio de assistência hidráulica. Nos veículos de passeio o modelo a vácuo é mais utilizado, nesse caso o vácuo é produzido no coletor de admissão, Pietro (2014) e Kawaguchi (2005) esclarecem que esse mecanismo ocorre para veículos com motores aspirados, no caso de motores turbinados é necessário o uso de uma bomba de vácuo, já que trabalham com uma pressão positiva. Para motores diesel também é necessário o uso de uma bomba de vácuo, pois nesses motores há baixo nível de vácuo, as bombas de vácuo são instaladas de maneira independente ou ligadas a outros componentes.

Em veículos mais modernos, geralmente elétricos, o modelo de servo freio eletromecânico vem sendo fortemente utilizado, o modelo não exige fonte de vácuo. Funciona a partir do acionamento de um motor elétrico, assim oferece, por exemplo, mais velocidade na dinâmica de acionamento e mais conforto, com o ajuste de sensação do pedal (BOSCH, 2022).

Os servo freios a vácuo podem se encaixar em duas versões:

- Servo freio de dupla câmara
- Servo freio tandem, ou de quatro câmaras

HO (2009) define 3 estágios na dinâmica de funcionamento dos servo freios a vácuo:

- Pedal em repouso (Pressão igual entre as câmaras)
- Estágio 1 de aplicação do pedal (Pressão distinta entre as câmaras)
- Estágio 2 de aplicação do pedal (Pressão constante na câmara de aplicação)

O mecanismo de funcionamento ocorre com base na diferença de pressão entre câmaras, estas são separadas por meio de um diafragma, que a partir da força exercida pela pressão em sua superfície, se move, juntamente com o embolo do servo e o disco de reação, solidariamente a haste de acionamento do pedal de freio. O auxílio exercido por essa força se soma a força exercida pelo condutor e para que exista uma diferença de pressão favorável e constante em todas as situações em que o pedal de freio é acionado, existe uma válvula que controla a pressão entre as câmaras. O vácuo é aplicado na câmara de pressão constante passando pela *check valve*, válvula de retenção, e inicialmente a

válvula de controle permite pressão constante entre as câmaras, pressão de vácuo, figura 6, nesse caso o pedal está em repouso. A figura 7 apresenta um diagrama que ilustra os aspectos mencionados (PIETRO, 2014).

Pietro (2014) explica ainda que a versão de dupla câmara possui a câmara de pressão variável ou câmara de aplicação, e a câmara de pressão constante ou câmara de vácuo. O controle da dinâmica de pressão entre as câmaras é feito pela válvula de vácuo, esta trabalha em conjunto a duas outras válvulas: de controle e pneumática. O acionamento dos mecanismos também depende de 3 molas chave, a mola do diafragma, que é responsável por exercer a força necessária para retornar o diafragma e o embolo do servo para posição inicial, a mola da válvula de controle, que a pressiona para esquerda e a mola de retorno da válvula pneumática, que exerce força para direita, contra a válvula de controle. As forças em direções opostas geradas pelas molas fazem com que a válvula pneumática e de controle fiquem em contato, elas se separam quando a válvula de controle entra em contato com a válvula de vácuo e encerra a passagem A, permitindo o fluxo de ar externo para câmara de aplicação por meio da passagem B, o que dá início ao estágio 1. As figuras 6, 7, 8 e 9 ilustram os pontos mencionados.

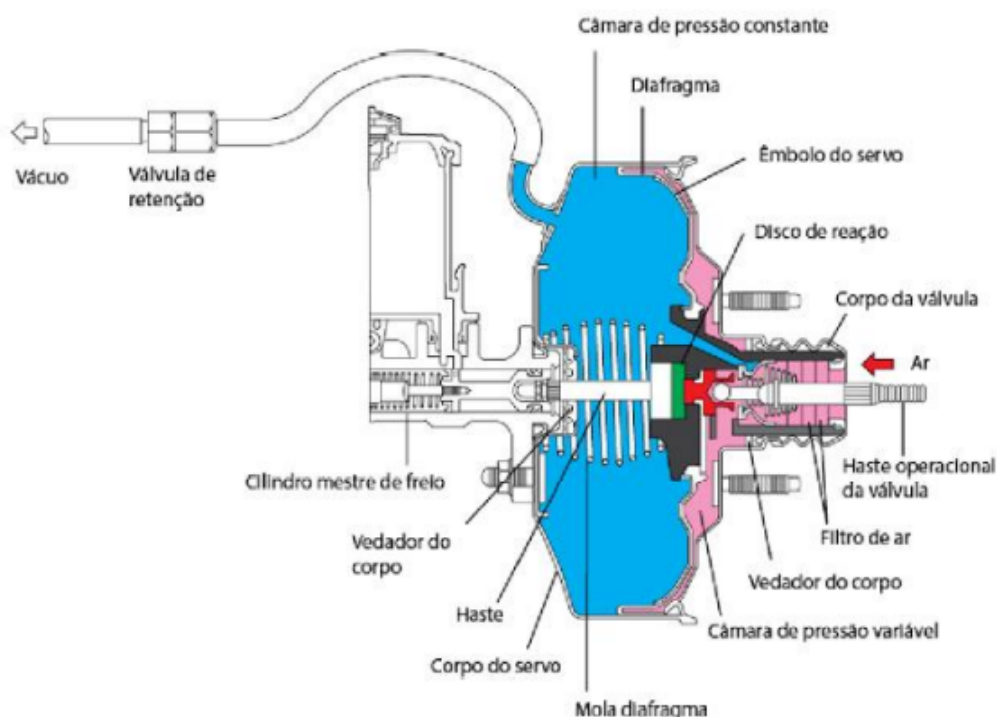


Figura 6 – Exemplo de servo freio em corte (PIETRO, 2014)

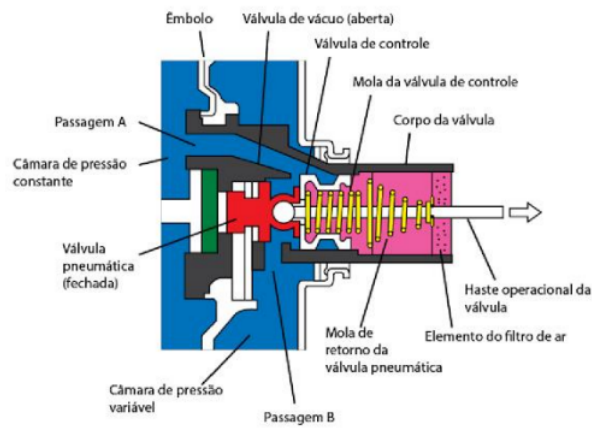


Figura 7 – Exemplo de servo freio em corte com freio em repouso (PIETRO, 2014)

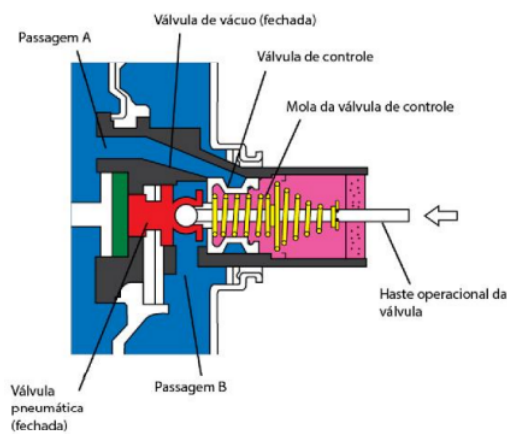


Figura 8 – Exemplo de acionamento do servo freio com o pedal de freio levemente pressionado (PIETRO, 2014)

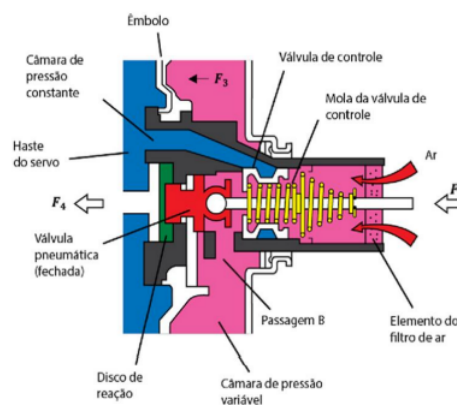


Figura 9 – Exemplo de servo freio em corte com freio acionado (PIETRO, 2014)

Uma vez que se estabeleceu uma diferença de pressão entre as câmaras o êmbolo do servo se move para esquerda, mesmo que não haja movimento na haste operacional.

O movimento do embolo também desloca a válvula de vácuo no mesmo sentido, como a válvula de controle está sob a força da sua mola de retorno, ambas se deslocam mantendo o contato. Quando a válvula de controle entra em contato novamente com a válvula pneumática a passagem de ar para câmara de aplicação por meio da passagem B é encerrada, assim a câmara mantém uma pressão constante e conseqüentemente uma força constante de assistência.

A partir desse ponto a assistência cessa e qualquer força adicional requerida deve ser exercida unicamente pelo condutor, esse é o chamado ponto de saturação. Esse ponto é uma das quatro principais características do servo freio, o gráfico da figura 10 ilustra as demais características, que são a abertura da válvula, salto, relação e o já mencionado ponto de saturação. Essas características são mais comumente reconhecidas por suas denominações em inglês, *crack-point*, *jump-in*, *ratio* e *run-out* ou *knee-point* respectivamente, o espaço, no eixo das abscissas, entre zero de força e o salto é chamado de *threshold* (SILVA, 2018).

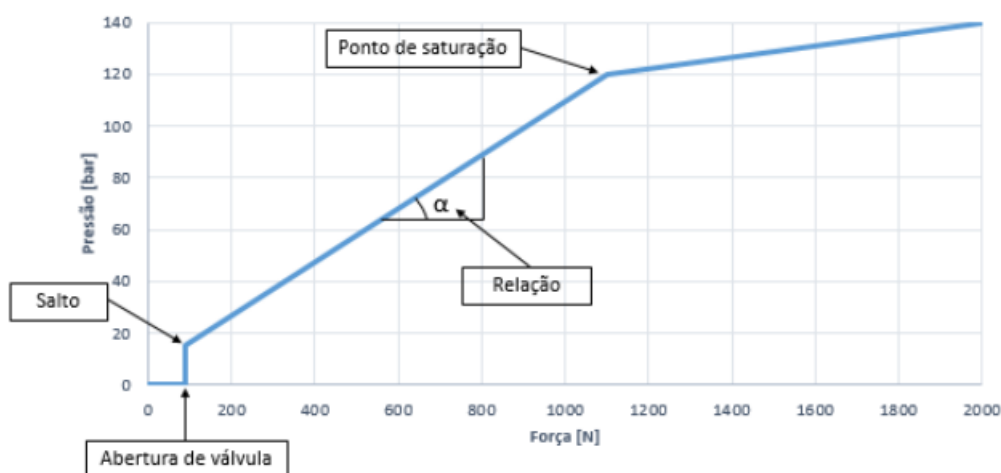


Figura 10 – Curva característica do servo freio (SILVA, 2018)

Essas características são fundamentais para avaliar e otimizar o desempenho do servo freio, em relação ao *threshold*, quanto mais esforço for necessário para o início da assistência, pior será a o *pedal feel*. A curva entre o salto e o ponto de saturação define a relação ou razão de assistência, Limpert (2011) mostra que essa característica pode ser determinada pelas dimensões básicas e forças das molas associadas no servo freio, ou pela razão de área entre o disco de reação e o *plunger*, ou êmbolo, a figura 11 ilustra essa situação.

Uma alta relação de assistência tornará a frenagem mais responsiva, contudo também irá reduzir o ponto de saturação. Na comparação entre as figuras 9 e 8 é possível verificar que existe um espaço entre a posição da válvula pneumática, simplificação da

posição do êmbolo de acionamento, e o disco de reação. Esse espaço de ar é responsável pela característica de salto (HO, 2009).

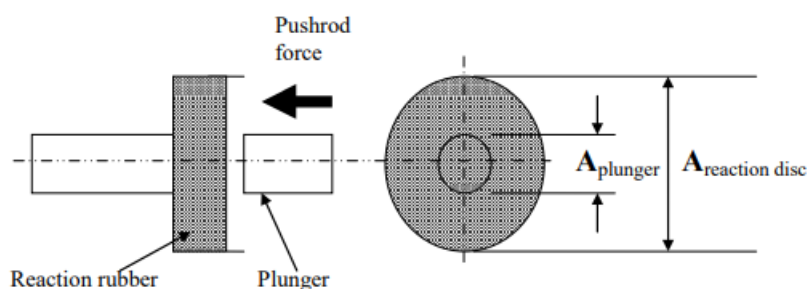
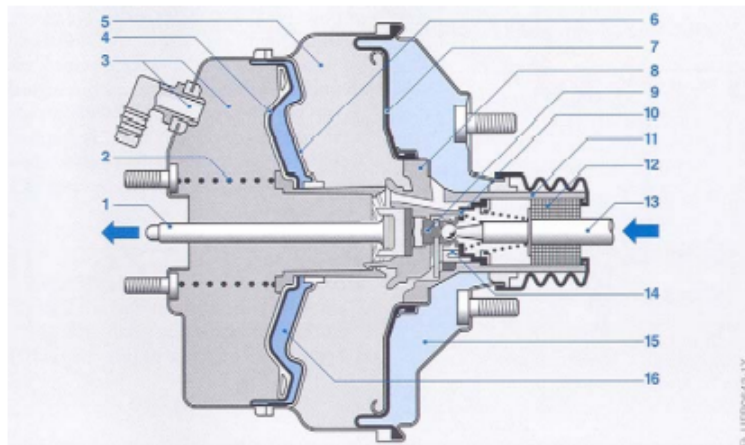


Figura 11 – Áreas do disco de reação e do êmbolo (HO, 2009)

O modelo de servo freio tandem funciona de maneira muito semelhante ao de duas câmaras, a principal diferença está no número de câmaras, no tandem existem 4, duas de vácuo e outras duas de aplicação, figura 12. O controle de fluxo de ar também é controlado por uma válvula e os passos de acionamentos são similares, inicialmente todas as câmaras estão a mesma pressão, de vácuo, e em seguida as câmaras de trabalho recebem o ar atmosférico para em seguida manter uma pressão constante.



- (1) haste do cilindro mestre; (2) mola; (3) câmara de vácuo II e válvula de retenção;
 (4) diafragma II e disco do diafragma II; (5) câmara de vácuo I; (6) divisão;
 (7) diafragma I; (8) cilindro de acionamento; (9) êmbolo sensor; (10) válvula dupla;
 (11) corpo de válvula; (12) filtro de ar; (13) haste de conexão; (14) assento da válvula;
 (15) câmara de trabalho I; (16) câmara de trabalho II.

Figura 12 – Servo freio a vácuo tandem (KAWAGUCHI, 2005)

As câmaras podem ser de tamanhos diferentes, nesse caso as maiores estão mais próximas da fixação na parede corta fogo. O principal benefício desse tipo de modelo está na maior capacidade de assistência, contudo as desvantagens aparecem no custo, maior

que o sistema de duas câmaras, bem como no menor desempenho dinâmico, por apresentar resposta mais lenta (KAWAGUCHI, 2005).

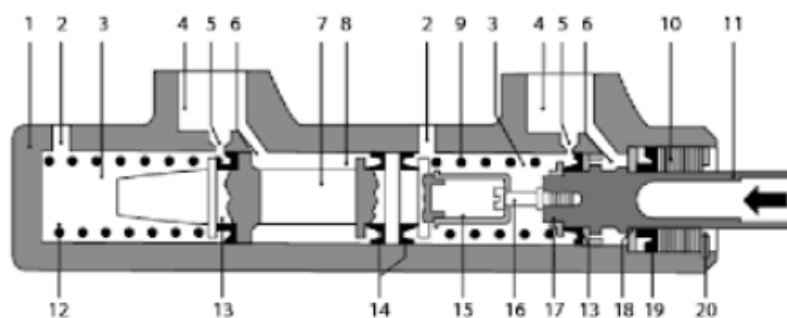
2.1.3 Cilindro mestre e reservatório do fluido de freio

O cilindro mestre converte a força mecânica aplicada no pedal de freio, e ampliada pelo servo freio, em pressão hidráulica, forçando o fluido de freio no circuito de freio de modo proporcional a força aplicada pelo condutor (REIF, 2014). Devido a regulamentações, geralmente possuem 2 câmaras, mas também podem possuir apenas uma. Caso seja utilizado em veículos equipados com sistema ABS possuem válvula central na câmara secundária, e para veículos com ESP, duas válvulas centrais, uma em cada câmara (KAWAGUCHI, 2005).

Pietro (2014) explica que quando o cilindro mestre está em repouso as molas de ambas as câmaras mantêm o pistão da haste de comando e o flutuante distantes na mesma medida, permitindo que os orifícios de alimentação e compensação fiquem livres. À medida que o freio é acionado o pistão da haste de comando se desloca, quando este ultrapassa o orifício de compensação a pressão gerada na câmara comprime o fluido que escoar pelo circuito de freio em direção aos freios de roda.

Uma vez que a frenagem foi realizada e o condutor libera o pedal de freio, as molas retornam o embolo para posição de repouso, essa dinâmica é mais rápida que o escoamento do fluido, assim cria-se uma pressão negativa nas câmaras de pressão. Para evitar que exista alteração no curso do pedal, o que causaria uma sensação de insegurança, nesse momento a gaxeta se deforma permitindo que o fluido vindo do orifício de alimentação preencha as câmaras de pressão, a figura 13 ilustra os elementos mencionados.

No caso dos veículos com sistema ABS, o cilindro mestre não possui o orifício de compensação na câmara onde se encontra a válvula central, esta, por sua vez, faz o papel do orifício. Essa configuração é aplicada pois existe a possibilidade de dano nas extremidades de contato das gaxetas de vedação, uma vez que pressões pulsantes com picos de até 200 bar podem ocorrer, devido ao princípio de funcionamento do sistema. No caso de veículos com ESP, a utilização da válvula central decorre da mesma situação, mas nesse caso, como o sistema atua em todas as rodas é necessário usar a válvula nas duas câmaras, a figura 14 ilustra os tipos de arquitetura mencionadas (KAWAGUCHI, 2005).



(1) carcaça do cilindro; (2) ligação de pressão para o cilindro de freio; (3) câmara de pressão; (4) conexão para o reservatório de fluido de freio; (5) orifício de compensação; (6) orifício de alimentação; (7) pistão flutuante; (8) câmara intermediária; (9) mola do pistão prefixada; (10) bucha plástica; (11) haste de comando; (12) mola do pistão (circuito secundário); (13) gaxeta primária; (14) gaxeta intermediária; (15) batente; (16) parafuso de fixação; (17) anel de apoio; (18) arruela de encosto; (19) gaxeta secundária; (20) anel de retenção.

Figura 13 – Cilindro mestre convencional (SILVA, 2018)

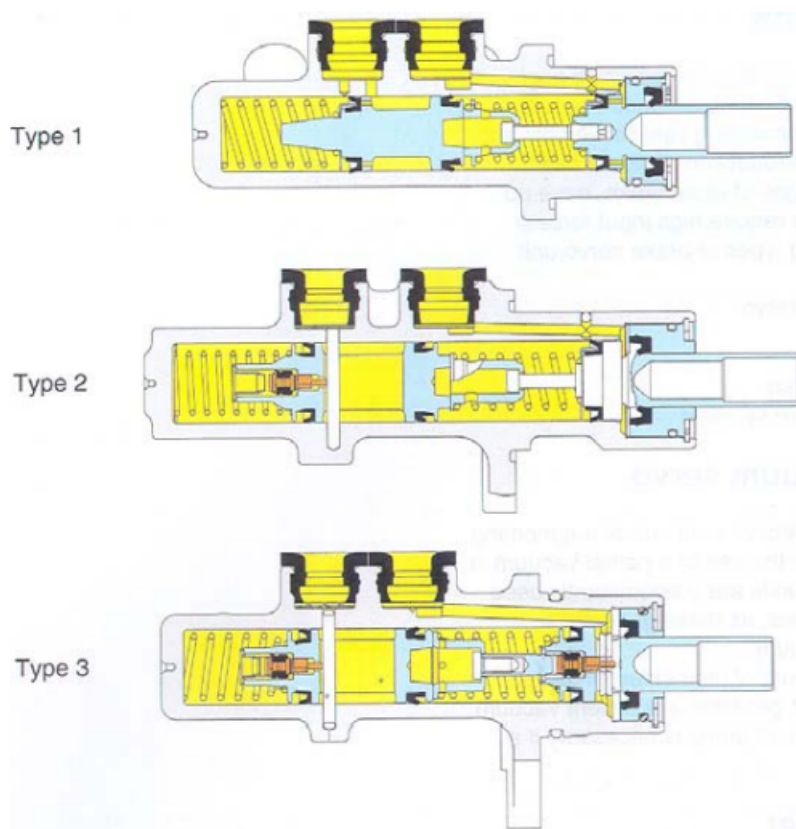
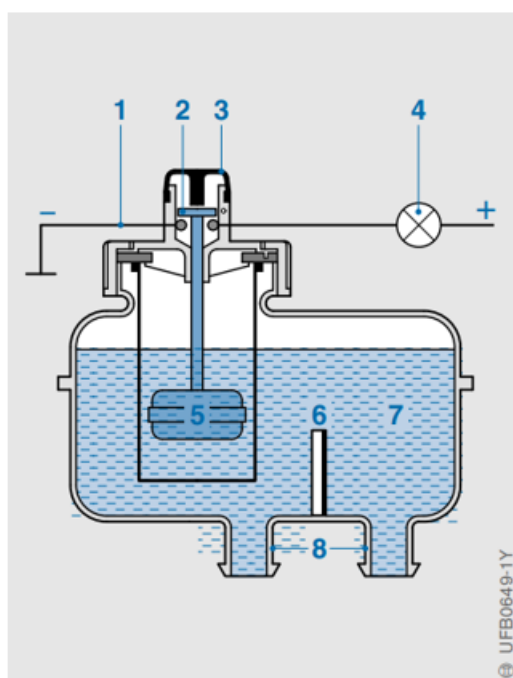


Figura 14 – Cilindro mestre tipo 1 convencional; tipo 2 com ABS e tipo 3 com ESP (KAWAGUCHI, 2005)

Como comentado na seção de visão geral é essencial que o cilindro possua duas

câmaras, pois caso uma das linhas falhe ainda é possível gerar pressão na outra. Nesse caso o freio atua como freio de emergência, e o desempenho residual do sistema deve satisfazer os padrões descritos na norma NBR 10667. A norma define desacelerações mínimas para diferentes condições, que consideram o tipo de veículo (categoria M ou N), velocidade inicial, estado de carregamento e a força máxima a ser exercida pelo condutor (PIETRO, 2014).

Reif (2014) explica que o reservatório do fluido de freio é normalmente instalado diretamente no cilindro mestre, este tem por objetivo não somente armazenar o fluido, mas também compensar as flutuações no volume de fluido no circuito devido a desgastes de pastilhas e lonas de freios, variações de temperatura e acionamento de sistemas de assistência como ABS e ESP. As duas ligações são referentes as duas câmaras, geralmente o reservatório possui uma divisão interna que separa essas regiões, para no caso de falha de uma das câmaras, a outra não ser afetada, como indicado na figura 15.



(1) circuito elétrico para lâmpada de alerta de nível; (2) interruptor flutuante; (3) tampa do reservatório; (4) lâmpada de alerta; (5) boia; (6) indicador de nível do fluido; (7) fluido de freio; (8) conexão ao cilindro mestre.

Figura 15 – Reservatório do fluido de freio (REIF, 2014)

O sistema de alerta funciona com base em um circuito acionado por uma boia, quando o nível está baixo a boia fecha o circuito elétrico da lâmpada de alerta. Pietro (2014) informa que a resolução 225, de 9 de fevereiro de 2007, do conselho nacional de trânsito (Contran), estabelece os requisitos para controles, indicadores e lâmpadas piloto. A lâmpada que faz a indicação de alerta do nível de fluido de freio também é utilizada

para indicar que o freio de estacionamento está acionado.

2.1.4 Freios de roda

Existem dois tipos de freio de roda utilizados em carros, freios a disco e freios a tambor, carros novos são equipados exclusivamente com freios a disco na dianteira, isso ocorre por conta do maior desempenho em lidar com o calor gerado. Tanto o freio a tambor quanto o freio a disco trabalham com o mesmo princípio, atrito, assim a energia cinética é transformada em térmica, o que gera muito calor no sistema, fazendo com que seja necessária especial atenção a condução de calor, ventilação e estabilidade nas propriedades de fricção das pastilhas (REIF, 2014).

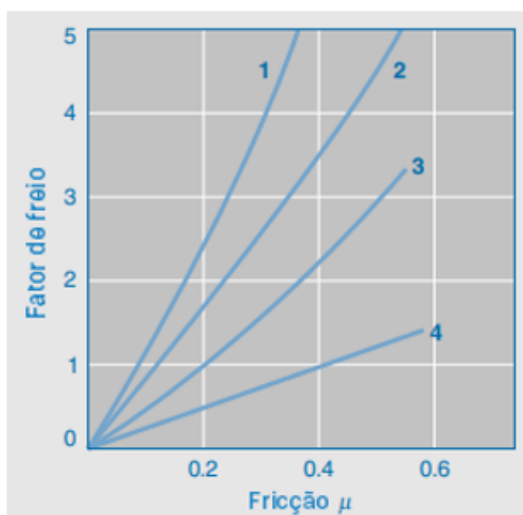
Pietro (2014) define que os freios de roda devem possuir os seguintes requisitos:

- Percurso de frenagem curto;
- Pequeno tempo de resposta;
- Eficiência uniforme;
- Boa dosabilidade;
- Insensibilidade a sujeira e corrosão;
- Boa estabilidade;
- Resistência ao desgaste;
- Baixo custo de manutenção.

Além desses requisitos, outras características são utilizadas para avaliar o desempenho, Reif (2014) apresenta o coeficiente de freio, ou fator de freio, como uma dessas características. Limpert (2011) apresenta o fator de freio como uma característica crítica para o desenvolvimento de um sistema de freio efetivo, o fator representa o ganho entre a pressão hidráulica que entra no cilindro de roda ou na pinça e o torque de frenagem ou a força de frenagem gerada entre os pneus e o solo. Dessa forma Limpert (2011) esclarece que é de grande importância definir um fator de freio que seja efetivo para frenagem, bem como materiais de atrito da pastilha, lona, ou disco que ofereçam um fator de freio pouco variável nas condições de uso esperadas. Uma vez que o coeficiente de atrito muda, a depender de muitas variáveis, e existe grande dificuldade em aprimorar as características dos materiais de atrito, é razoável também desenvolver o projeto com base em materiais já bem conhecidos.

Nesse sentido a sensibilidade do fator de freio, que representa quanto esse fator muda em função do coeficiente de atrito dos componentes em atrito, é importante para

análise do sistema. Reif (2014) apresenta um gráfico, figura 16, onde ilustra essa relação para quatro modelos de freio, é possível verificar que o modelo a tambor possui um alto fator de freio em comparação ao modelo a disco para o mesmo nível de atrito, o que segundo Gillespie (1992) é dos principais motivos para sua utilização. Enquanto, segundo Limpert (2011), a principal vantagem do modelo a disco é a sua capacidade de operar com pouca degradação de propriedades em altas temperaturas de 1073 a 1173 K (815.55°C a 871.11°C).



(1) freio a tambor modelo duo servo; (2) freio a tambor modelo duo duplex, (3) freio a tambor modelo simplex, (4) freio a disco.

Figura 16 – Fator de freio como função do coeficiente de atrito - Adaptado de (REIF, 2014)

2.1.4.1 Freio a tambor

O mecanismo funciona como um freio radial, é baseado no atrito gerado pelo contato entre as lonas de freio e a superfície interna do tambor, Bosch (2022) explica que existem dois tipos diferentes de freios a tambor, e que a diferença entre eles está em como as sapatas são guiadas. O primeiro tipo possui sapatas com pivô fixo, e o segundo com fixação deslizante ou flutuante. Pietro (2014) esclarece que o primeiro modelo pode apresentar problemas de desgaste irregular, uma vez que não possui a característica de se auto centralizar, característica essa presente no segundo modelo. Já em relação ao mercado, se verifica mais comumente o emprego do modelo de sapata flutuante, que são empregadas nos freios de configuração Simplex, Duplex, Duo-Duplex, Servo e Duo-Servo, as figuras 17, 18, 19, 20, 21 ilustram as configurações.

- Simplex

A configuração simplex pode ter sapatas tanto com pivô fixo quanto flutuante, para movê-las usa-se um cilindro de dupla ação, o chamado cilindro de roda. Quando o veículo se move para frente acontece o comportamento de autoincremento, que surge quando o sentido de rotação do tambor é a favor da força de acionamento e contra a ancoragem, essa descrição também define a sapata primária. Para a sapata secundária ocorre o inverso, o sentido de rotação do tambor é contrário a força de aplicação, o que causa o autobloqueio (PIETRO, 2014). A figura 17 ilustra um esquema dessa configuração.

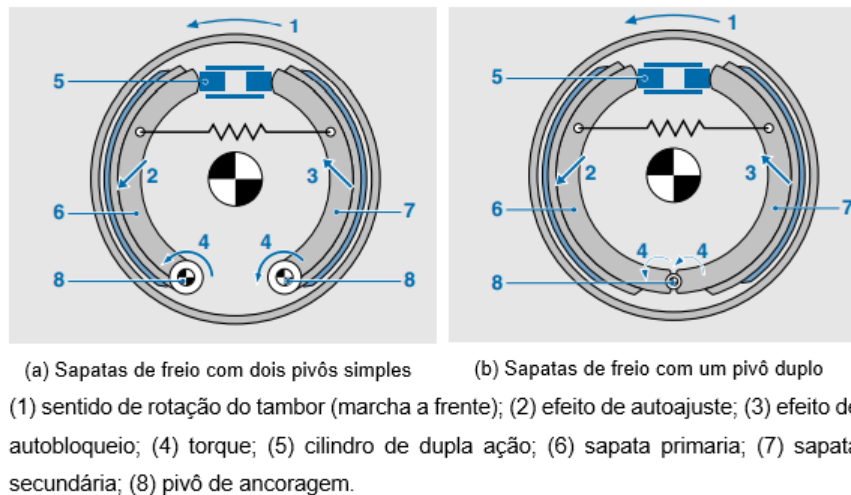
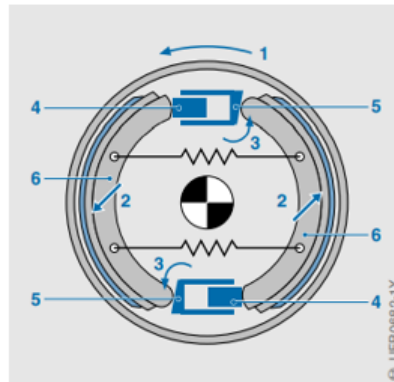


Figura 17 – Freio a tambor modelo simplex (REIF, 2014)

- Duplex

A figura 18 ilustra essa configuração, nela são empregados dois cilindros de roda de ação simples em cada sapata flutuante, eles se apoiam na parte traseira do cilindro oposto. Essa arquitetura gera um dinâmica de ação simples, ou seja, gera autoincremento nas duas sapatas quando o veículo se desloca para frente. Já quando o deslocamento é no sentido oposto não existe autoincremento (PIETRO, 2014).

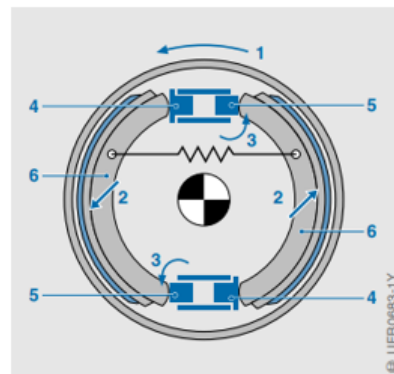


(1) sentido de rotação do tambor (marcha a frente); (2) efeito de autoajuste; (3) torques;
(4) cilindros de roda; (5) ponto de ancoragem; (6) sapatas de freio.

Figura 18 – Freio a tambor modelo duplex (REIF, 2014)

- Duo-Duplex

Nessa configuração, figura 19, ao invés de cilindros de ação simples, são usados cilindros de dupla ação que, semelhante ao modelo anterior, se apoiam na parte traseira do cilindro oposto. Aqui a dinâmica é de ação dupla, ou seja, existem duas sapatas primárias, agindo com autoincremento quando o veículo se desloca tanto para frente quanto para trás (PIETRO, 2014).



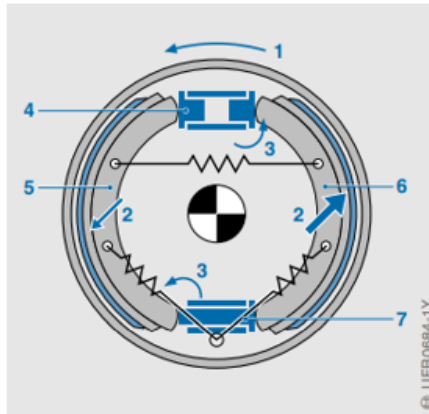
(1) sentido de rotação do tambor (marcha a frente); (2) efeito de autoajuste; (3) torques;
(4) cilindros de roda; (5) pontos de ancoragem; (6) sapatas de freio.

Figura 19 – Freio a tambor modelo duo duplex (REIF, 2014)

- Servo

Para esse caso apenas um cilindro de dupla ação é utilizado, o apoio das sapatas flutuantes é feito em um pino de pressão que se move unilateralmente. Esse mecanismo gera autoincremento em ambas as sapatas, quando o veículo se move para frente, vale

ressaltar que o autoincremento na sapata secundária é ainda maior que o da primária. Quando o veículo se desloca para trás o sistema gera autoincremento em uma das sapatas e autobloqueio na outra, ou seja, age como um sistema Simplex, a figura 20 ilustra o mecanismo (PIETRO, 2014).

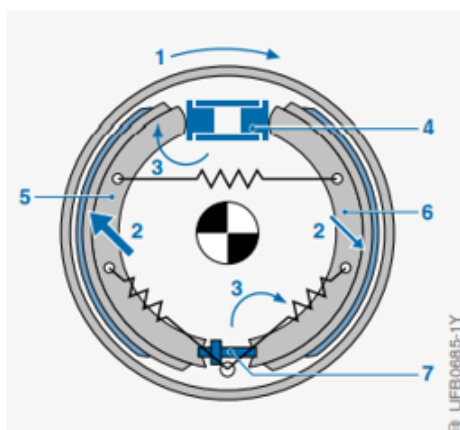


(1) sentido de rotação do tambor (marcha a frente); (2) efeito de autoajuste; (3) torques;
(4) cilindro de roda; (5) sapata primária; (6) sapata secundária; (7) pino de pressão.

Figura 20 – Freio a tambor modelo servo (REIF, 2014)

- Duo Servo

Esse modelo, figura 21, difere do anterior no componente de apoio das sapatas, que é um dispositivo de regulação, esse dispositivo faz com que seja gerado autoincremento nas duas sapatas para ambas as direções de deslocamento. Aqui o autoincremento da sapata secundária também é maior que o da primária (PIETRO, 2014).



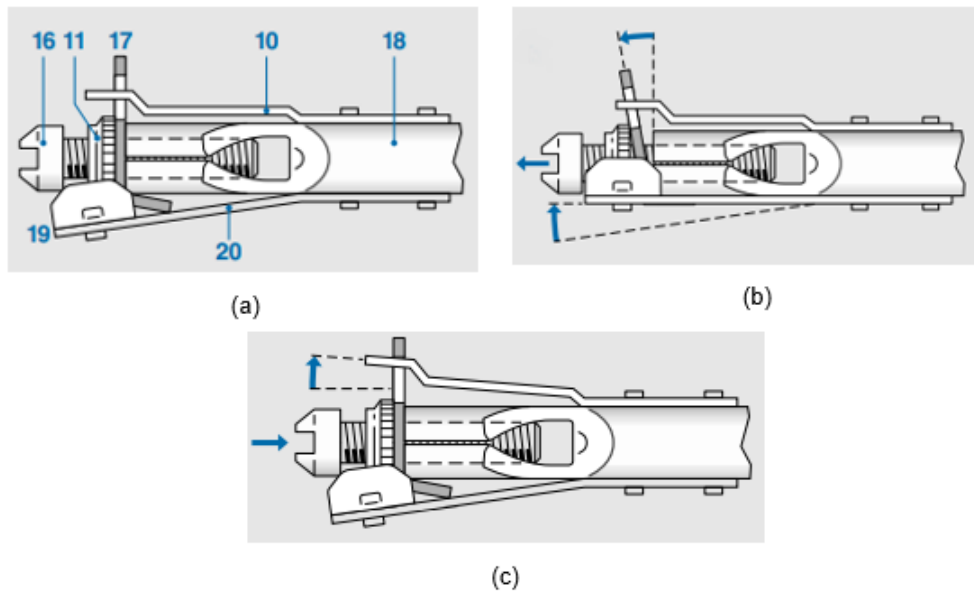
(1) sentido de rotação do tambor (marcha ré); (2) efeito de autoajuste; (3) torques; (4) cilindro de roda; (5) sapata secundária; (6) sapata primária; (7) dispositivo de regulagem (mancal de apoio).

Figura 21 – Freio a tambor modelo duo servo (REIF, 2014)

O atrito entre as lonas de freio e o tambor geram desgaste e acabam aumentando a distância que os separa, para lidar com esse efeito o sistema é equipado com mecanismos de ajuste. Reif (2014) explica que os mecanismos podem ser de diversos tipos, operados manualmente com ajuste no cilindro de roda, pivô de ancoragem ou autoajuste. A busca por sistemas de autoajuste, por parte das montadoras, produziu modelagens baseadas em ajustes de atrito nas sapatas de freio, incorporado ao cilindro de roda e incrementais. O mecanismo patenteado pela Bosch/Bendix aplica um ajuste incremental ótimo de aproximadamente 0.02 mm por ciclo de ajuste (REIF, 2014).

Na figura 22 é possível verificar a configuração desse sistema, Pietro(2014) esclarece o funcionamento, quando as sapatas são acionadas as molas de tensionamento agem sobre o parafuso e o pinhão de regulagem puxando-os, o que os afasta da luva de pressão, assim fazendo a alavanca angular se mover. A alavanca de regulagem pressiona o braço inferior da alavanca angular, permitindo que a lingueta de regulagem engrene no pinhão de regulagem, quando existe uma folga maior do que a especificada a alavanca de regulagem gira o pinhão de regulagem fazendo com que o parafuso de regulagem folgue, o que aumenta o comprimento do dispositivo e expande as sapatas, mantendo o espaço entre as lonas e o tambor.

Reif (2014) explica que esse comportamento acontece para temperaturas abaixo de 80°C, quando a temperatura passa desse ponto Pietro (2014) explica que o tambor se dilata, aumentando a distância entre lonas e tambor, fazendo agir o mecanismo de autoajuste. Quando houver resfriamento do sistema novamente o mecanismo irá manter o contato entre lonas e tambor. Nesse caso o elemento térmico dobra-se e impede o

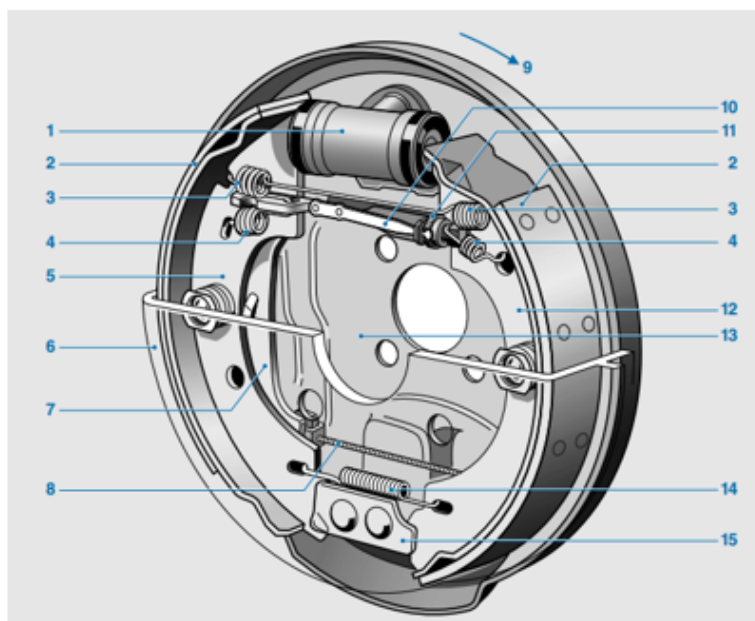


(10) elemento térmico; (11) pinhão de regulagem; (16) parafuso de regulagem; (17) alavanca angular; (18) luva de pressão; (19) lingueta de regulagem; (20) alavanca de regulagem; (a) posição de marcha; (b) posição de frenagem ($t < 80\text{ }^{\circ}\text{C}$); (c) posição de frenagem ($t > 80\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Figura 22 – Mecanismo de autoajuste (REIF, 2014)

movimento da alavanca angular, o que impossibilita a regulagem automática e retorna o parafuso de regulagem.

O freio a tambor também é operado como freio de estacionamento, a ação ocorre pela alavanca e cabo do freio de mão. Quando o cabo puxa a alavanca, a parte superior aciona a sapata primária por meio do dispositivo de regulagem e assim que a sapata primária se apoia no tambor a alavanca aciona a sapata secundária, a figura 23 ilustra o modelo Simplex completo, com freio de estacionamento integrado.



(1) cilindro de roda; (2) material de fricção; (3) mola de retorno (sapata de freio); (4) mola de retorno (mecanismo de autoajuste); (5) sapata secundária; (6) tambor de freio; (7) alavanca do freio de mão; (8) cabo do freio de mão; (9) sentido de rotação do tambor; (10) elemento térmico (mecanismo de autoajuste); (11) pinhão de regulagem (com alavanca de ajuste); (12) sapata primária; (13) prato de ancoragem; (14) mola de retorno (sapata de freio); (15) rolamento de suporte.

Figura 23 – Freio a tambor modelo simplex com mecanismo do freio de estacionamento integrado (REIF, 2014)

2.1.4.2 Freio a disco

Nesse modelo de freio a força de desaceleração é gerada no disco que gira solidário a roda, para tanto, a pinça em formato de U, possui duas superfícies de atrito que são acionadas visando comprimir o disco. Dessa forma, visto que a pinça é fixada em uma superfície solidária a estrutura do veículo, é possível reduzir a velocidade.

Reif (2014) explica que para realizar essa dinâmica, existem três configurações de construção distintas relativas as pinças de freio: fixa, flutuante e deslizante. Em relação aos discos, esses podem ser sem ventilação, com ventilação interna e com ventilação externa.

Dentre os elementos que interagem no sistema, existe a vedação do pistão, feita por uma borracha de seção transversal retangular (anel de vedação). O componente é posicionado em um sulco interno do cilindro do pistão, sua importância está na função de ajustar automaticamente a distância entre as pastilhas de freio e o disco. A medida que o pistão de freio é acionado e se movimenta na direção do disco, o anel de vedação elástico se deforma, quando o freio é aliviado e a pressão é removida o anel deformado retorna a sua posição original, trazendo consigo o pistão e afastando as pastilhas do disco (REIF,

2014).

A medida que as pastilhas de freio se desgastam a distância que o pistão deve percorrer aumenta, nessa situação o pistão irá deslizar dentro do anel, mantendo a folga sempre dentro da especificada, esta especificação, por sua vez é definida pelo atrito estático do anel (REIF, 2014). O comportamento descrito, realizado pelo anel de vedação, é chamado de autoajuste e segundo Pietro (2014) está conforme a norma ABNT 10966 que trata da frenagem de veículos automotores das categorias M, N e O. Na figura 24 é possível verificar como ocorre o comportamento.

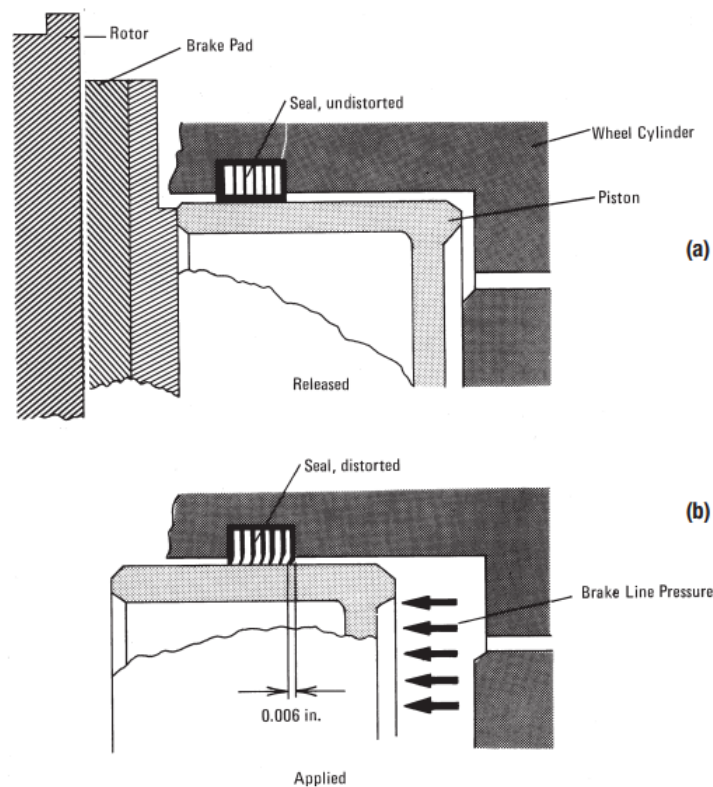
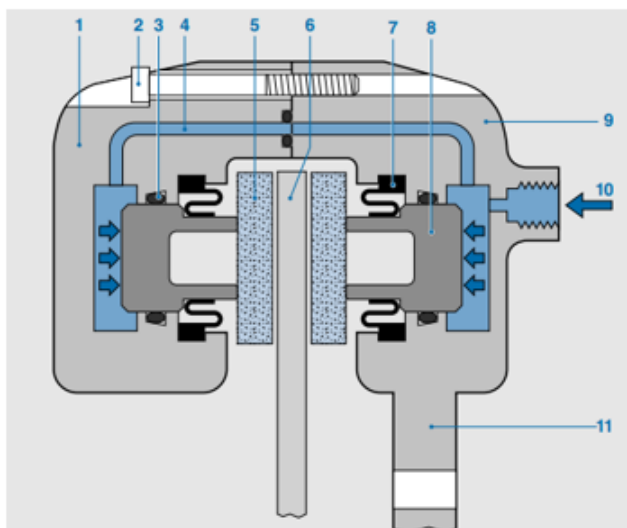


Figura 24 – Ajuste do disco de freio. (a) freio não aplicado. (b) freio aplicado (LIMPERT, 2011)

- Pinça fixa

A figura 25 ilustra a configuração desse modelo, Reif (2014) explica que a dinâmica de funcionamento inicia quando a pressão do fluido de freio, vinda do cilindro mestre, atua sobre os dois pistões, a força gerada faz com que as pastilhas pressionem o disco de freio e assim gerem a força de frenagem. Nas peças fixas também existe uma mola expansora, que tem a função de pressionar as pastilhas contra os pistões e auxiliar na liberação dos freios. Quando há liberação dos freios, os pistões retornam para posição inicial, segundo o comportamento de autoajuste, acima descrito.

Por conta da alta resistência mecânica do conjunto, usualmente é aplicado em veículos pesados e de alta velocidade. Entre suas desvantagens estão o fato de necessitarem de mais espaço no aro da roda e da sua sensibilidade ao calor sob períodos de frenagem extensos.

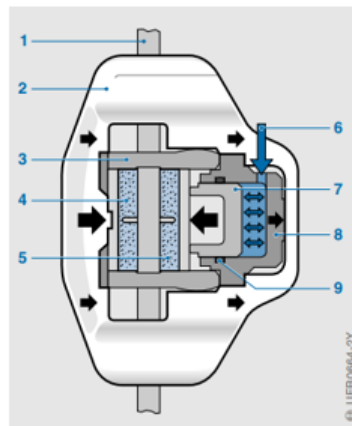


(1) meia pinça (tampa); (2) parafuso de amarração da pinça; (3) vedação do pistão; (4) conexão do fluido hidráulico; (5) pastilha de freio; (6) disco de freio; (7) vedação contra poeira; (8) pistão; (9) meia pinça (flangeado); (10) porta de entrada do cilindro mestre; (11) flange de montagem.

Figura 25 – Pinça de freio fixa. (REIF, 2014)

- Pinça flutuante

Os freios com pinça flutuante, figura 26, são formados por dois componentes, a saber, suporte e pinça flutuante. O suporte segura os cilindros, pastilhas de freio e o próprio corpo da pinça, além de ser rigidamente fixado ao cubo. A pinça chama-se flutuante pois se desloca no guia curvo do suporte, ou seja, quando a pressão de freio é aplicada o pistão se desloca de maneira a pressionar a pastilha interna contra o disco, em seguida exerce força sobre o próprio corpo da pinça, o que também movimentará a pastilha externa contra o disco. O movimento entre o suporte e o corpo da pinça é suavizado com ajuda de uma mola guia, e o comportamento na etapa de retorno do pistão ocorre pelo mesmo princípio de autoajuste já mencionado. O modelo é particularmente adequado para veículos com pouco espaço para instalação de freios, visto que é compacto, bem como também podem ter um mecanismo de freio de estacionamento incorporado (REIF, 2014).

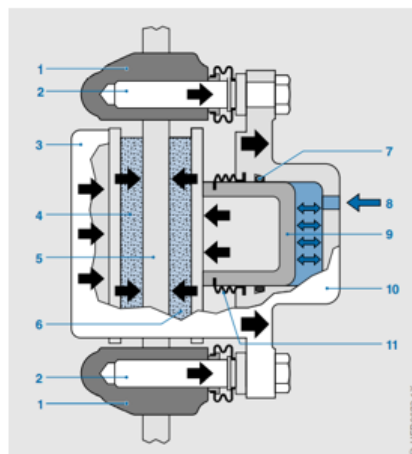


(1) disco de freio; (2) pinça flutuante; (3) suporte; (4) pastilha de freio externa; (5) pastilha de freio interna; (6) porta de entrada do cilindro mestre; (7) pistão; (8) cilindro; (9) vedação do pistão.

Figura 26 – Pinça de freio flutuante. (REIF, 2014)

- Pinça deslizante

Seu funcionamento é muito semelhante ao da pinça flutuante, também possui uma pinça móvel e apenas um pistão, a forma com que o pistão se move e exerce força sobre as pastilhas interna e externa é análogo ao modelo anterior. A diferença ocorre no deslizamento, nesse caso acontece sob dois pinos guia, ao invés do suporte. O retorno do pistão também ocorre pelo mesmo princípio das demais pinças, e uma de suas vantagens é da manutenção mais fácil que a pinça flutuante, a figura 27 ilustra o modelo (REIF, 2014).



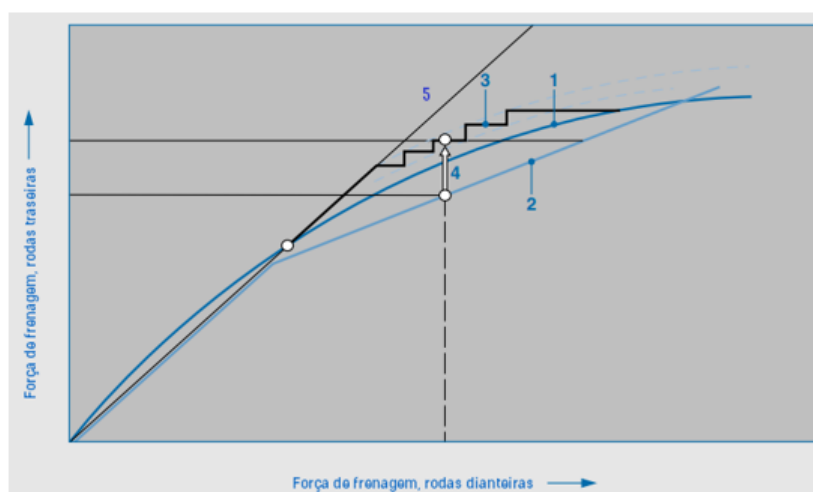
(1) suporte; (2) pino guia; (3) corpo da pinça; (4) pastilha de freio externa; (5) disco de freio; (6) pastilha de freio interna; (7) vedação do pistão; (8) porta de entrada do cilindro mestre; (9) pistão; (10) corpo da pinça; (11) vedação contra poeira.

Figura 27 – Pinça de freio deslizante. (REIF, 2014)

2.1.5 Sistema EBD (Distribuição eletrônica de frenagem)

Devido a transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro, que ocorre durante uma frenagem, uma diferença na força de frenagem é estabelecida para cada eixo. Reif (2014) explica que a taxa de redução da força no eixo traseiro não é linear, ela aumenta proporcionalmente ao aumento da desaceleração. Em um veículo sem controle variável da distribuição de pressão de freio entre os eixos dianteiro e traseiro, invariavelmente haverá uma situação de travamento das rodas.

Em veículos sem ABS esse controle é feito por meio de válvulas que podem atuar, por exemplo, com ação de pressão em função da carga, da desaceleração ou com ponto fixo de regulação. Atualmente na indústria automotiva é pacificado o uso de um módulo de regulação hidráulica para aplicar controles automáticos da pressão de freio, este está posicionado entre o cilindro mestre e as pinças de freio, é o módulo utilizado para realizar as ações de controle dos sistemas ABS, TCS e ESP. A função EBD aplicada por esse módulo é muito mais eficiente que válvulas proporcionais reguladoras de pressão de fluido de freio, a figura 28 ilustra o comportamento da função.



(1) distribuição ideal da força de frenagem; (2) distribuição de força de frenagem característica de uma válvula proporcional, (3) distribuição eletrônica da força de frenagem, (4) ganho de força de frenagem na roda traseira; (5) distribuição fixa da força de frenagem.

Figura 28 – Distribuição eletrônica de frenagem – Adaptado de (REIF, 2014)

2.2 Estado da arte em assistência de frenagem

Os sistemas de freio modernos já dispõem de uma série de tecnologias que exigem comportamentos ativos, o controle de estabilidade (ESC), controle de cruzeiro (ACC) e a frenagem automática de emergência (AEB) possuem essas características e já são comumente utilizados. À medida que o setor automotivo avança, com veículos elétricos

e híbridos por exemplo, os requisitos sobre os sistemas de freio se tornam ainda mais desafiadores, e isso acontece especialmente nos veículos inteligentes e com funções de direção autônoma (CHEN et al., 2018).

Como exemplo o sistema de freio presente nos veículos da Tesla pode ser analisado, Belt (2020) esclarece que em todos os veículos da montadora o sistema consiste em três componentes principais:

- Um assistente de freio com um módulo de controle eletrônico munido de uma função de distribuição de força de frenagem,
- Uma unidade de modulação do freio que contem um módulo de controle eletrônico com as funções ABS e ESC,
- Conjunto de quatro freios a disco com sensores de velocidade.

Analisando os componentes principais, verifica-se que funções de controle e comunicação por centrais eletrônicas são essenciais para cumprir os requisitos. Diante disso a Bosch, buscando desenvolver uma solução de assistência para sistemas com acionamento automático e frenagem regenerativa, desenvolveu em 2013 o sistema servo hidráulico iBooster (CHEN et al., 2018). Esse é o mesmo sistema utilizado nos veículos da Tesla, para produzir a assistência de frenagem utiliza um motor elétrico no lugar de um sistema à vácuo (BELT, 2020).

O assistente eletromecânico iBooster detecta a intenção de frenagem do condutor por meio de sensor integrado de curso diferencial, o sinal é enviado para central eletrônica que por sua vez calcula a ativação do motor elétrico. Uma das aplicações especiais do sistema ocorre em veículos elétricos e híbridos, fazendo uso de um tipo especial de controle da dinâmica de condução (ESC) é possível recuperar energia de frenagem para desacelerações de 0.3 g sem afetar a sensação do pedal, nesse caso as desacelerações causadas pelos freios de roda e pelo motor elétrico são ponderadas entre si sem uso de outros componentes (BOSCH, 2022).

A Bosch vende essa solução para montadoras como uma unidade programável, por conta das características construtivas torna-se possível alterar a função de transferência da força exercida no pedal para pressão aplicada no cilindro mestre, isso permite ajustar a sensação de pedal de freio, o que dá a possibilidade de criação de modos de uso do pedal, a figura 29 ilustra esse comportamento (BELT, 2020).

Na figura 29 verificam-se os pontos característicos de desempenho do servo freio. O IBooster pode ajustar via software todos os pontos com exceção do threshold, número 1 da figura, contudo a característica pode ser ajustada fisicamente na instalação. Outro ponto importante está na característica de número 4, essa representa uma histerese, que

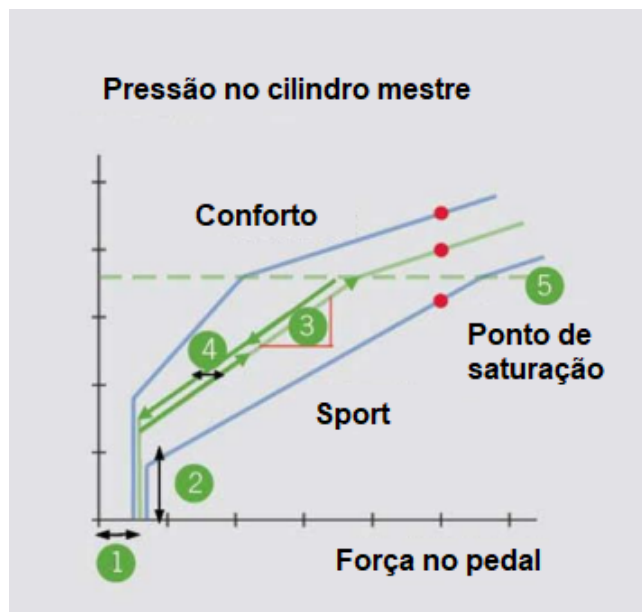
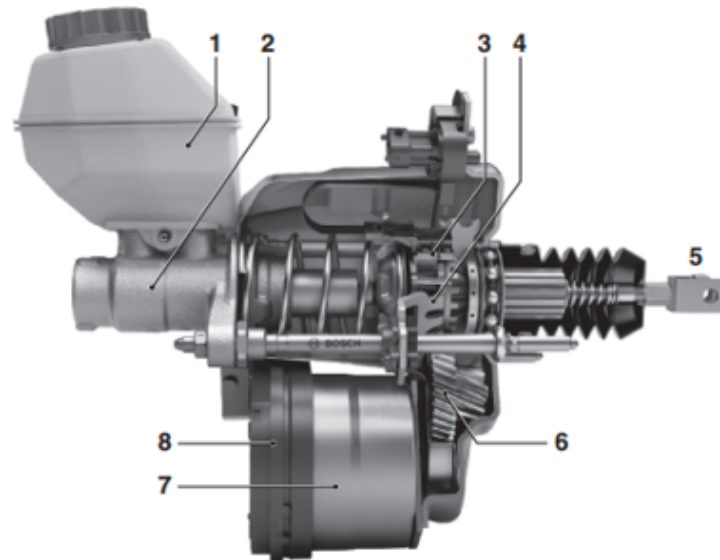


Figura 29 – Pressão exercida no cilindro mestre pelo iBooster em função da força no pedal com três possibilidades de função de transferência – Adaptado de (BELT, 2020)

é uma força de resposta distinta na aplicação e retirada de pressão no pedal. Para uma boa operação a histerese deve ser a menor possível (BELT, 2020).

O modo esporte é assim classificado pois dá maior margem e controle para aplicação de força ao condutor, afastando o ponto de saturação e reduzindo o salto inicial de assistência ao mesmo tempo que também exige mais força na aplicação. Já o modo conforto reduz ao máximo a força exigida ao condutor, nesse caso o pedal se torna mais sensível e alcança a saturação mais rapidamente.

Uma das preocupações com sistemas automáticos ou que funcionam por brake-by-wire onde o condutor atua apenas enviando um sinal de frenagem enquanto a energia de frenagem é aplicada na prática com outro dispositivo, é a redundância para segurança do sistema no caso de falha (CHEN et al., 2018). O iBooster também tem a característica de redundância, ela deriva do fato que o sistema atua em combinação com o módulo de controle da dinâmica de condução, o que deixa os sistemas agindo de forma independente e habilitado a gerar pressão de freio em caso de emergência, a figura 30 ilustra o assistente eletromecânico mencionado (BOSCH, 2022).



(1) reservatório do fluido de freio, (2) cilindro mestre, (3) sensor de curso diferencial, (4) elemento de transmissão, (5) haste de entrada de força, (6) transmissão, (7) motor elétrico e (8) unidade de controle.

Figura 30 – Assistente de freio eletromecânico (iBooster) (BOSCH, 2022)

Soluções utilizando o sistema a vácuo também vem sendo apresentadas em novas formulações. A unidade de vácuo EC70i da Pierburg é um exemplo, o sistema é oferecido como um módulo compacto onde bomba de vácuo, relé, dispositivo de controle, software de operação, sensor interno e válvula de não retorno estão compactados em um único componente. Essa arquitetura reduz o esforço no processo de integração do sistema (ROMBACH et al., 2020).

Visando integração com a rede de ECUs (centrais eletrônicas de controle) do veículo, a unidade também oferece conexão via rede CAN que possibilita funções de controle e diagnóstico, como por exemplo controle do nível de vácuo e aviso de falhas no sistema. O módulo foi desenvolvido especificamente para o segmento com necessidades de custo, a atual produção em massa de servo freios integrados com o EC70i podem resultar em uma vantagem de custo quando comparado com os sistemas eletro mecânicos ou eletro hidráulicos. A figura 31 ilustra o posicionamento de mercado desse sistema frente as demais opções do mercado.

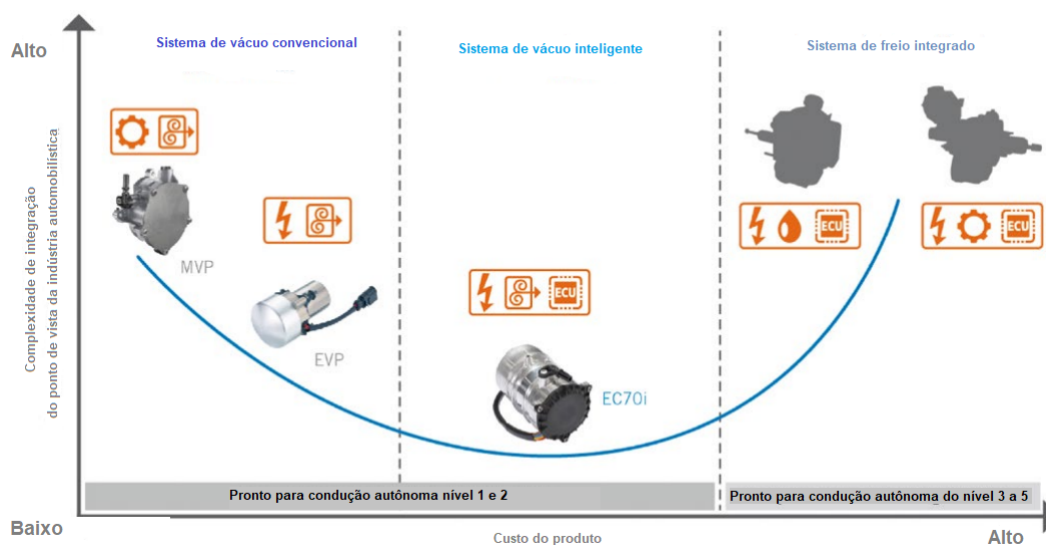


Figura 31 – Posicionamento de produto dos sistemas de assistência de frenagem – Adaptado de (ROMBACH et al., 2020).

2.3 Dinâmica longitudinal de frenagem

A dinâmica veicular trata de movimentos dos veículos em uma superfície de rolagem, estes veículos podem ser de diferentes categorias, tais como ônibus, caminhões ou automóveis. Os movimentos de interesse para o estudo são a aceleração, frenagem, condução e curvas, para tanto é necessário estudar as forças aplicadas ao veículo durante seu deslocamento, como a força gerada nos pneus, gravitacional e aerodinâmica. Nesse sentido tanto o veículo quanto seus componentes são estudados visando determinar os resultados das forças produzidas por essas fontes, assim para cada condição ou manobra do veículo existe um estudo sobre como o veículo responde a essas forças (GILLESPIE, 1992).

A força inicial na análise de dinâmica veicular é determinada pela definição da 2ª lei de Newton. Quando se fala sobre dinâmica translacional, a soma das forças agindo em um corpo em determinada direção é o produto de sua massa e sua aceleração naquela direção. Já em sistemas rotacionais a soma dos torques externos em um corpo em determinado eixo é igual ao produto da sua massa e da aceleração naquela direção (GILLESPIE, 1992).

A partir desses fundamentos é possível criar um diagrama e avaliar as cargas atuantes nos eixos de um veículo sob condições arbitrárias, a figura 32 ilustra as forças mais significativas que atuam em um veículo. Gillespie(1992) explica que essa análise inicial é importante pois, a partir dela determina-se o esforço em cada eixo, o que influencia por exemplo, na aceleração e na velocidade máxima.

- W é peso do veículo agindo sobre o centro de gravidade com magnitude igual a sua

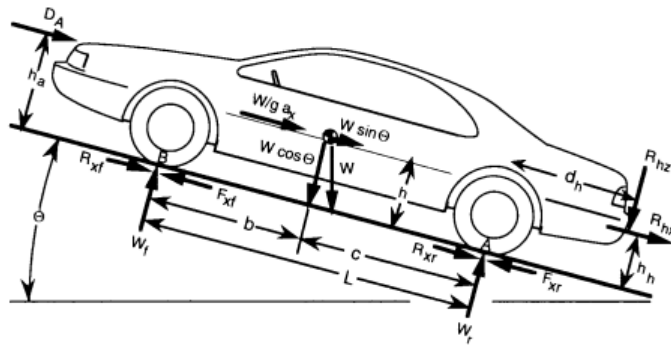


Figura 32 – Forças arbitrárias agindo no veículo. (GILLESPIE, 1992)

massa multiplicada pela aceleração da gravidade.

- W_f e W_r representam o peso dinâmico nas rodas dianteiras e traseiras.
- F_{xf} , F_{xr} , R_{xf} e R_{xr} são as forças trativas e resistências ao rolamento respectivamente, essas forças aparecem na interface pneu pista.
- D_A é a força aerodinâmica agindo no corpo do veículo.
- R_{hz} e R_{hx} representam a força vertical e longitudinal agindo no ponto de engate, quando existe um reboque.

A equação geral para a dinâmica de frenagem, 2.1, pode ser obtida também pela aplicação da segunda lei de Newton na direção longitudinal, as forças geralmente são como apresentadas na figura 32.

$$Ma_x = -\frac{W}{g}D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \sin\theta \quad (2.1)$$

Onde:

- g = aceleração gravitacional,
- $D_x = -a_x$ = desaceleração linear,
- θ = inclinação da rampa.

2.3.1 Tempo e distância de parada

Gillespie(1992) explica que considerando uma desaceleração constante, equação 2.2, e a utilizando com a derivada da velocidade no tempo é possível integrar e encontrar o tempo de mudança de velocidade. Para mesma equação, considerando a velocidade como derivada do espaço no tempo, achamos a relação entre velocidade e distância. As

equações 2.3 e 2.4 entregam informações muito importantes quando a velocidade final é zero, a saber, tempo e distância de parada.

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M} = -\frac{dV}{dt} \quad (2.2)$$

Onde:

- F_{xt} = Soma total das forças de desaceleração no veículo,
- V = Velocidade em sentido de avanço.

$$t_s = \frac{V_0 - V_f}{\frac{F_{xt}}{M}} \quad (2.3)$$

$$X_s = \frac{V_0^2 - V_f^2}{2\frac{F_{xt}}{M}} \quad (2.4)$$

Para considerar a resistência do vento na equação de distância de parada é necessário considerar o fator de arrasto e o quadrado da velocidade. A equação 2.5 apresenta essa relação. Assim é possível integrá-la e obter a distância de parada (SD) equação 2.6.

$$\sum F_x = F_b + CV^2 \quad (2.5)$$

$$SD = \frac{M}{2C} \ln \left[\frac{F_b + CV_0^2}{F_b} \right] \quad (2.6)$$

onde:

- F_b = Força total das rodas dianteiras e traseiras,
- C = Fator de arrasto aerodinâmico.

Além da força dos freios de roda, a desaceleração pode vir de várias fontes, entre elas a resistência ao rolamento, arrasto aerodinâmico, arrasto e inércia da transmissão, ângulo do solo em relação a horizontal e para veículos elétricos mais modernos do freio regenerativo.

2.3.2 Arrasto aerodinâmico

Ebrahimi et al.(2018) esclarece que a força de arrasto aerodinâmico resulta principalmente de dois componentes, perfil de arrasto e fricção de superfície. O perfil de arrasto decorre do aumento de pressão do ar causado pela compressão gerada no movimento do veículo e da baixa pressão gerada imediatamente atrás do veículo, a figura 33 ilustra essa situação. Esse comportamento gera uma diferença de pressão que conseqüentemente produz uma força contrária ao movimento do veículo.

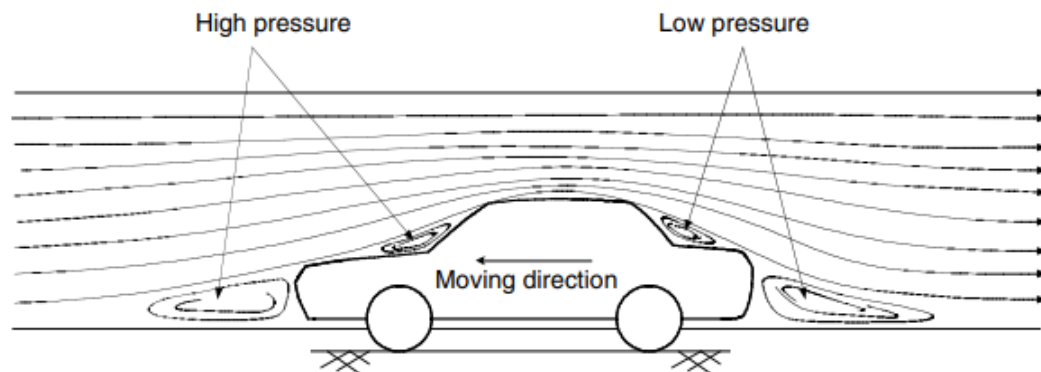


Figura 33 – Perfil aerodinâmico (EBRAHIMI et al., 2018)

A fricção contribui para o arrasto na medida que existe um gradiente de velocidade entre o ar que está imediatamente sobre a superfície do veículo e o que está distante. Essa diferença gera atrito que resulta na sua influência na força de resistência. A equação 2.7 define o arrasto aerodinâmico como função da velocidade, perfil da área frontal do veículo, e densidade do ar. A velocidade do vento pode ser considerada para maior precisão, nesse caso tem valor positivo quando a direção é oposta a velocidade do veículo e negativo quando está na mesma direção (EBRAHIMI et al., 2018).

$$D_A = \frac{1}{2} \rho A_f C_D (V + V_w)^2 \quad (2.7)$$

Onde:

- V = velocidade do veículo,
- A_f = perfil frontal de área do veículo,
- C_D = coeficiente de arrasto aerodinâmico,
- V_w = componente da velocidade do vento.

2.3.3 Angulação da rampa

Esse fator contribui diretamente para o esforço de frenagem, tanto positivamente quanto negativamente, é dado pela equação 2.8. Assim, segundo Gillespie (1992) uma taxa de angulação de 4% é equivalente a uma desaceleração de $\pm 0.04g$.

$$R_g = W \sin\theta \quad (2.8)$$

2.3.4 Atrito na interface pneu pista

Existem dois mecanismos principais que são responsáveis pelo atrito entre pista e pneu, histerese e adesão. A adesão superficial surge da ligação intermolecular estabelecida entre a borracha dos pneus e o agregado do solo, em pistas secas essa componente tem maior influência, contudo reduz sensivelmente quando a pista está sob condições de baixo atrito, pista molhada por exemplo. A histerese representa a energia perdida pela borracha ao se deformar na rolagem sobre a pista, esse fenômeno não é afetado pela água na superfície de rolagem, assim um melhor desempenho em tração sobre superfícies molhadas é alcançado por pneus que possuem a característica de alta histerese. Ambos os comportamentos dependem do escorregamento na interface pneu pista. O escorregamento é observado como resultado da deformação dos elementos da borracha do pneu, na medida que os elementos entram em contato com a pista e seguem em direção ao centro de contato a deformação deve acontecer para que o pneu sustente a força de atrito, em frenagens intensas os elementos na extremidade de saída do contato começam a deslizar e a força de frenagem começa a diminuir. Por conta desse comportamento a força de frenagem e o escorregamento são coexistentes, a equação 2.9 define o escorregamento na frenagem (GILLESPIE, 1992).

$$Slip = \frac{V - \omega r}{V} \quad (2.9)$$

Onde:

- V Velocidade longitudinal do veículo,
- ω Velocidade rotacional do pneu (radianos/segundo).

O coeficiente de frenagem sobe para escorregamentos de 10 a 20% em magnitude, dependendo das condições, o gráfico da figura 34 ilustra o comportamento. O pico deste coeficiente é uma propriedade chave, estabelece o máximo de força de frenagem que pode ser obtido do par pneu pista, 100% de slip representa rodas 100% travadas, a única maneira de evitar esse comportamento é implementar um sistema antibloqueio (ABS) (GILLESPIE, 1992).

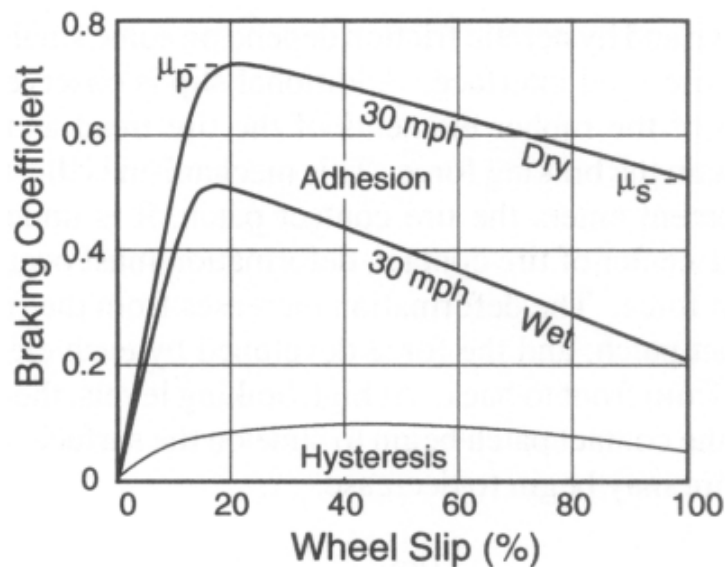


Figura 34 – Coeficiente de frenagem em relação ao slipp (GILLESPIE, 1992)

A tabela 1 apresenta valores médios para o coeficiente de força trativa, ou de frenagem, para vários tipos de pista.

Superfície	Valor máximo, μ_p
Asfalto e concreto seco	0.8 - 0.9
Concreto seco	0.8
Asfalto seco	0.5 - 0.7
Terra seca	0.68
Terra molhada	0.55
Neve compactada e lisa	0.2
Gelo	0.1

Tabela 1 – Valores médios para coeficiente de esforço trativo - modificado (EBRAHIMI et al., 2018).

2.3.5 Eficiência de frenagem

Para o cálculo da eficiência de frenagem, os coeficientes de frenagem devem ser calculados, para tanto as forças de frenagem dianteira e traseira são necessárias, equações 2.10 e 2.11. Um ponto importante é que elas estão em função do ganho de torque G_f , que é a relação entre o torque de frenagem e a pressão aplicada. Esse valor pode ser definido usando o modelo para freios a disco e a tambor, equações 2.42 e 2.43 respectivamente. A variável P_f é a pressão do fluido aplicado e r é o raio do pneu.

$$F_{xf} = 2G_f \frac{P_f}{r} \quad (2.10)$$

$$F_{xr} = 2G_r \frac{P_r}{r} \quad (2.11)$$

Para continuar com o cálculo da eficiência também se faz necessário o cálculo da desaceleração do veículo, equação 2.12. Em que W é o peso total do veículo.

$$D_x = \frac{(F_{xf} + F_{xr})}{W} \quad (2.12)$$

As forças na dianteira e traseira devido a massa e desaceleração do veículo podem ser calculadas pelas equações 2.13 e 2.14.

$$W_f = W_{fs} + \left(\frac{h}{L}\right)\left(\frac{W}{g}\right)D_x \quad (2.13)$$

$$W_r = W_{rs} - \left(\frac{h}{L}\right)\left(\frac{W}{g}\right)D_x \quad (2.14)$$

Depois desses passos chegamos aos coeficientes de frenagem que são denotados pelas equações 2.15 e 2.16.

$$u_f = \frac{F_{xf}}{W_f} \quad (2.15)$$

$$u_r = \frac{F_{xr}}{W_r} \quad (2.16)$$

Assim a eficiência de frenagem, η_b , pode ser entendida como a razão entre a desaceleração alcançada, em $g's$, e a melhor performance possível para a superfície, que é o maior coeficiente de frenagem. A figura 35 apresenta um gráfico que ilustra essa análise (GILLESPIE, 1992).

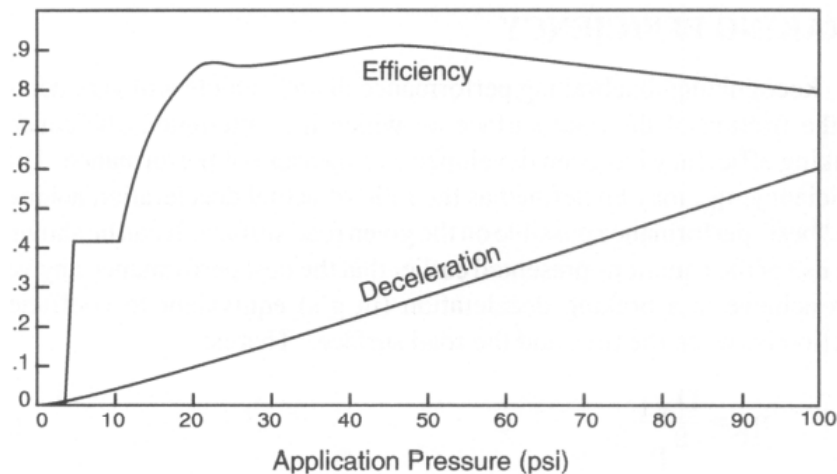


Figura 35 – Gráfico de eficiência para um trator semirreboque (GILLESPIE, 1992)

2.4 Sistemas de controle

Para Dorf e Bishop (1998) um sistema de controle é formado pela interconexão de componentes em um sistema que irão produzir uma resposta desejada. A relação de causa e efeito para os componentes do sistema é dada pela base teórica fornecida na teoria de sistemas lineares. Entre os aspectos fundamentais de qualquer sistema de controle, encontra-se a distinção entre sistemas com malha aberta e malha fechada. Para Ogata (2005), os sistemas de controle de malha fechada, ou também conhecidos como sistemas de controle com realimentação, atuam com base na diferença entre o sinal de entrada e o sinal de realimentação, visando minimizar o erro e adequar o valor de saída ao valor desejado. Já nos sistemas de malha aberta a saída não é comparada com a entrada de referência, na prática esse sistema só é utilizado em sistemas sem distúrbio e com relação de entrada e saída conhecida. A figura 36 ilustra um sistema de controle em malha fechada.

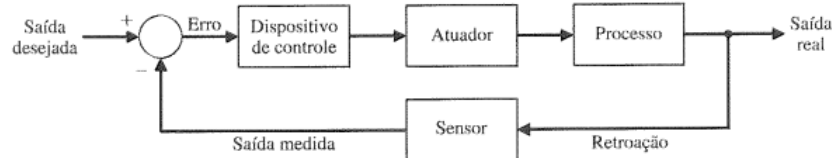


Figura 36 – Um diagrama de blocos de um sistema com retroação negativa descrevendo um sistema de controle básico a malha fechada. (DORF; BISHOP, 1998)

2.4.1 Modelos matemáticos

Para entendimento e controle de sistemas complexos, Dorf e Bishop (1998) explicam que modelos matemáticos devem ser usados. Devido a natureza dinâmica dos sistemas, usualmente as equações que os descrevem são diferenciais e caso essas equações

possam ser linearizadas a transformada de Laplace pode ser utilizada para simplificar o método de solução. Na caracterização das relações de entrada e saída dos componentes ou sistemas, Ogata (2005) explica que funções de transferência são geralmente utilizadas. A função de transferência de um sistema representado por uma equação diferencial linear invariante no tempo é a relação entre a transformada de Laplace da saída e a transformada de Laplace da entrada.

Dentre os comentários feitos por Ogata (2005) sobre as funções de transferências, três se destacam:

- A função de transferência é uma propriedade inerente do sistema, ou seja, é independente do tipo de entrada ou excitação.
- O conhecimento da função de transferência permite o estudo da resposta para várias entradas distintas.
- A função de transferência pode ser determinada experimentalmente a partir da excitação do sistema com entradas conhecidas e estudo das respectivas respostas do sistema.

Devido as funções de transferência fornecerem apenas a relação causa e efeito de uma entrada e saída do sistema, não há informação detalhada do que acontece dentro do sistema. Nos casos de sistemas multivariáveis, não lineares, no domínio do tempo e que precisem da modelagem também das relações internas ao sistema, a representação em espaço de estados pode ser usada. Um modelo linear típico segue a forma das equações 2.17 e 2.18 (AGUIRRE, 2007).

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.17)$$

$$y = Cx + Du \quad (2.18)$$

Onde x é o vetor de estado, o ponto indica a derivada temporal; $u(t)$ é o vetor de entrada; $y(t)$ é o vetor de saídas medidas e A , B , C e D são matrizes constantes. Duas observações importantes nesse tipo de representação são: o conhecimento do vetor de estado em qualquer instante t_0 determina a condição do sistema nesse instante e um sistema pode ter mais de um modelo no espaço de estados (AGUIRRE, 2007).

2.4.2 Controladores industriais e suas características

Um controlador automático compara o sinal de saída da planta com a referência desejada e identifica o erro, a partir daí gera um sinal de controle para reduzir o erro.

Ogata (2005) explica que a maneira pela qual o controlador produz o sinal de controle chama-se ação de controle, os controladores industriais podem ser classificados por essa característica em:

- Controladores de duas posições ou on-off.
- Controladores proporcionais.
- Controladores integrais.
- Controladores proporcional-integrais.
- Controladores proporcional-derivativos.
- Controladores proporcional-integral-derivativos.

O controlador On-Off sem histerese é um sistema de duas posições, onde atua em duas posições fixas, que são, em muitos casos on (ligado) e off (desligado). No controle de duas posições, o sinal de saída do controlador permanece fixo em um valor máximo ou mínimo que depende do erro atuante, a Fig. 37 ilustra o controlador em diagrama de blocos.

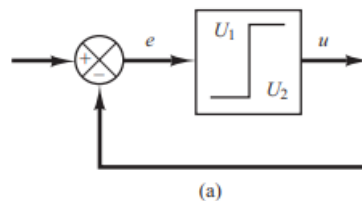


Figura 37 – Modelo controlador On-Off. (OGATA, 2010)

Para o caso do controlador On-Off com histerese, se o sinal de saída for de nível lógico alto é necessário que o valor do erro desça abaixo do nível baixo da histerese, $e_1(t)$, para que haja um chaveamento para o nível lógico baixo. Se o sinal de saída é igual ao nível lógico baixo é necessário que o valor do erro ultrapasse o nível alto da histerese, $e_2(t)$, para que haja um chaveamento para o nível lógico alto (OGATA, 2005). A Fig. 38 ilustra o controlador em diagrama de blocos

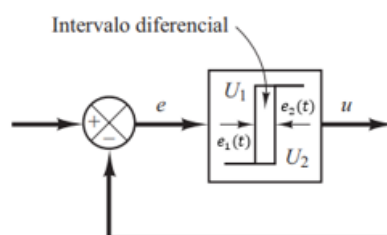
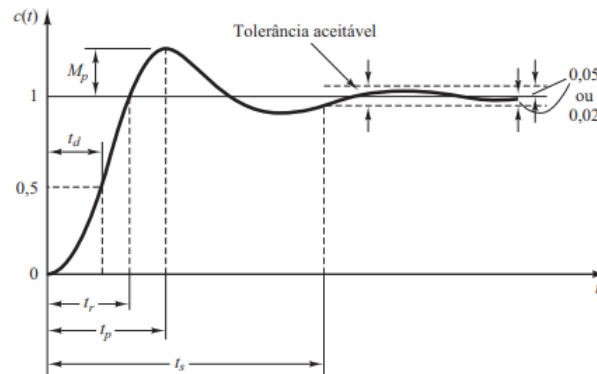


Figura 38 – Modelo controlador On-Off com histerese – Adaptado de (OGATA, 2005)

Para sistemas que exigem um controle robusto, com maior precisão, características dinâmicas da resposta devem ser observadas mais atentamente, na figura 39 as principais características de resposta transitória a um degrau unitário para um sistema de segunda ordem são apresentadas.



(t_d) tempo de atraso; (t_r) tempo de subida, (t_p) tempo de pico, (M_p) máximo sobressinal, (t_s) tempo de acomodação.

Figura 39 – Curva de resposta em degrau unitário (OGATA, 2005)

Sundararajan (2022) explica que existem dois tipos de correção comumente utilizados para adequar a resposta de sistemas com tais requisitos, o primeiro consiste em ajustar um parâmetro variável K , e o segundo em adicionar polos e zeros na malha fechada de controle, sendo que o segundo tipo altera o lugar geométrico das raízes. Ogata (2005) acrescenta que de fato, em alguns casos, não há ganho que estabilize o sistema, assim é necessário alterar o lugar das raízes para atender o desempenho desejado. O controlador proporcional, integral e derivativo (PID) é aplicado nesse contexto.

No controlador de ação proporcional (P) a razão entre a saída e a entrada do controlador ou compensador é um ganho proporcional K . Esse tipo de controlador não acrescenta pólos nem zeros, representa apenas um ajuste de ganho. É bastante limitado, pois tende a melhorar a resposta em regime permanente, porém tem efeito contrário em regime transitório. O aumento de K também torna o sistema mais oscilatório e pode desestabilizá-lo, a função de transferência 2.19 ilustra esse comportamento (ARAÚJO, 2007).

$$U(s) = K_p E(s) \quad (2.19)$$

O controlador de ação proporcional integral (PI) tem sua ação direcionada a eliminar o erro em regime permanente e melhorar a resposta em regime transitório, faz isso estabelecendo uma taxa de variação do sinal de saída com o sinal da entrada que atua sobre a acumulação do erro, e com o incremento da ação proporcional. Como acrescenta

pólos ao sistema tende a prejudicar a resposta em regime transitório e aumentar o tempo de acomodação, uma vez que aumenta a ordem do sistema acrescenta a possibilidade de instabilidades diferentes daquelas apresentadas no sistema original, a função de transferência 2.20 ilustra esse comportamento (ARAÚJO, 2007)

$$U(s) = \frac{(K_p s + K_i)}{s} E(s) \quad (2.20)$$

O controlador proporcional derivativo (PD) visa melhorar a resposta em regime transitório, na prática não é possível implementar somente um controlador derivativo, mas as ações proporcional e derivativa somadas agem acrescentando um zero ao sistema. Sua aplicação tende a aumentar a estabilidade relativa do sistema e reduzir o tempo de acomodação, mas também aumenta o tempo de subida e não corrige o erro em regime permanente. Visto que a ação age não somente com base na magnitude do sinal de erro, mas também na tendência, costuma ter uma ação corretiva adiantada. Uma das desvantagens é poder causar saturação nos atuadores devido a amplificação de ruídos. A equação 2.21 ilustra o comportamento .

$$U(s) = (K_p + K_d s) E(s) \quad (2.21)$$

Por fim o controlador PID, atua com as três ações em conjunto, busca melhorar tanto o comportamento em regime transitório como em regime permanente. O controlador adiciona um pólo e dois zeros que dependem dos parâmetros do controlador, a equação 2.22 ilustra o comportamento.

$$U(s) = \left(\frac{K_d s^2 + K_p s + K_i}{s} \right) E(s) \quad (2.22)$$

Duarte e Figueiredo (2022) propõem a tabela da figura 40 onde visam simplificar a influência dos parâmetros K_p , K_i e K_d na resposta do sistema. O termo ess é o erro em regime permanente.

Parâmetros	tr	Mp	ts	ess
Kp	Diminui	Aumenta	Pouca influência	Diminui
Ki	Diminui	Aumenta	Diminui	Diminui ou elimina
Kd	Pouca influência	Diminui	Diminui	Pouca influência

Figura 40 – Influência dos ganhos na resposta do sistema. (DUARTE; FIGUEIREDO, 2022)

2.5 Modelos matemáticos dos sistemas de freio

A modelagem do sistema de freio abrange diversos princípios e mecanismos, para uma modelagem completa são necessárias diversas considerações sobre aspectos variados da dinâmica e controle dos sistemas. Contudo para realizar uma análise inicial do desempenho de frenagem é possível utilizar simplificações e criar um modelo matemático capaz de ilustrar o comportamento do veículo.

2.5.1 Pedal de freio

O pedal de freio pode ser avaliado como uma alavanca, a figura 41 ilustra o pedal. A força de entrada no servo-freio, ou força de saída de pedal, depende da força aplicada e da razão de multiplicação do pedal, equação 2.23 (HO, 2009).

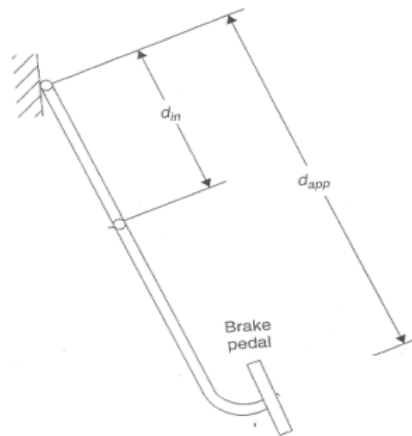


Figura 41 – Dimensões e layout do pedal de freio (HO, 2009)

$$F_{in} = F_{ap}L_p \quad (2.23)$$

Onde:

- L_p é a multiplicação do pedal, dada por:

$$L_p = \frac{d_{app}}{d_{in}} \quad (2.24)$$

Sendo d_{app} o comprimento do pedal até o seu eixo e d_{in} o comprimento do ponto de atuação.

2.5.2 Servo freio

Para Limpert (2011) a taxa de assistência pode ser definida como a razão entre a força exercida pela haste hidráulica no cilindro mestre e a força aplicada no servo freio

pelo pedal, assim a pressão de entrada no cilindro mestre (P_L) pode ser calculada pela equação 2.25:

$$P_L = \frac{F_{in} \eta_p B}{A_{mc}} \quad (2.25)$$

Onde:

- η_p = eficiência mecânica,
- B = taxa de assistência,
- A_{mc} = Área do cilindro mestre.

A taxa de assistência pode ser definida como:

$$B = \frac{F_{in} + F_A}{F_{in}} \quad (2.26)$$

Onde F_A é a força exercida pelo servo freio, utilizando essa equação com a anterior encontra-se, por meio de ensaio, a força exercida pela assistência. Para definição da taxa de assistência com base nas características do servo freio, Limpert (2011) utiliza a seguinte formulação.

Inicialmente define-se a área efetiva do servo freio, dada por:

$$A_{eff} = A_{sf} - A_{ph} \quad (2.27)$$

Onde:

- A_{sf} = área do servo freio
- A_{ph} = área da haste de aplicação vinda do pedal

Em seguida calcula-se a força efetiva exercida pelo servo freio F_B .

$$F_B = A_{eff} P_{vac} \eta - F_{md} \quad (2.28)$$

Onde:

- P_{vac} = pressão de vácuo efetiva, diferença entre pressões das câmaras de pressão constante e variável
- η = eficiência mecânica

- F_{md} = força da mola de retorno do pistão do diafragma.

Com base nisso, e pelo fato de a borracha do disco de reação agir de forma semelhante a um fluido hidráulico pressurizado, a pressão no disco de reação, p_r , pode ser calculada pela equação 2.29.

$$p_r = \frac{F_B}{(A_{rd} - A_{rp})} \quad (2.29)$$

Onde:

- A_{rd} = área do disco de reação
- A_{rp} = área do pistão de reação

Assim, multiplicando-se a pressão no disco de reação p_r pela área do pistão de reação encontra-se a força do pistão de reação F_r , equação 2.30.

$$F_r = p_r A_{rp} \quad (2.30)$$

Ao somar as forças F_r e F_B encontramos a força total produzida pela pressão de entrada no cilindro mestre. Dividindo-se essa soma pela força do pistão de reação encontra-se a taxa de assistência B do servo freio, equação 2.31.

$$FB = \frac{F_B + F_r}{F_r} \quad (2.31)$$

A taxa de assistência do servo freio também é igual a divisão da área do disco de reação pela área do pistão de reação, equação 2.32.

$$B = \frac{A_{rd}}{A_{rp}} \quad (2.32)$$

Essa relação gera um ganho constante de força até a saturação da assistência, que ocorre quando $F_B + F_r$ é atingida. O gráfico da figura 42 ilustra esse comportamento e esclarece que para diferentes níveis de vácuo relativo a principal alteração no comportamento de assistência está na mudança do ponto de saturação. A partir do momento que a saturação é alcançada a força é exercida exclusivamente pelo pedal de freio, Limpert (2011) esclarece que o ponto de saturação não deve ser alcançado para desacelerações menores que a faixa de 0.9 a 1 g.

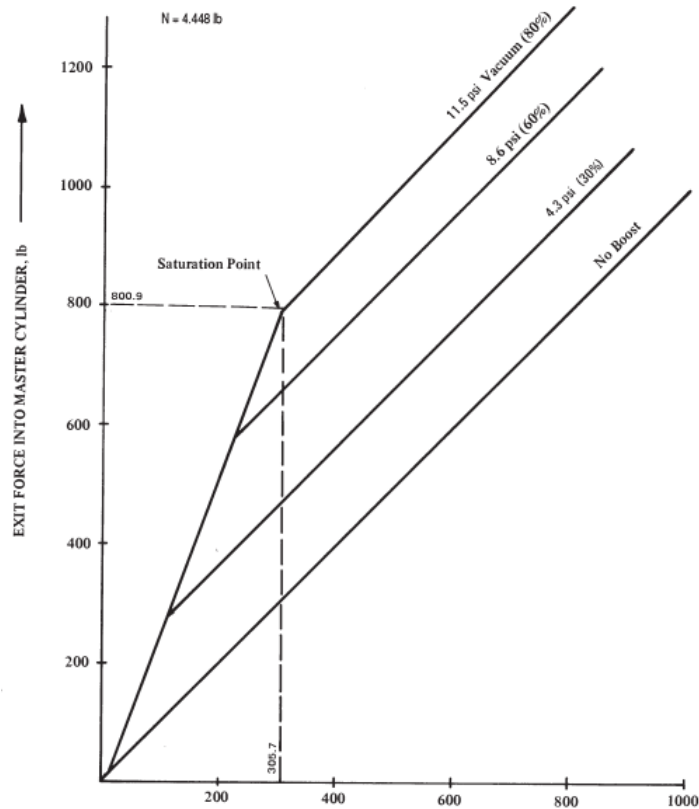


Figura 42 – Características do servo freio (LIMPert, 2011)

2.5.3 Deslocamento do pedal de freio

HO (2009) explica que o curso do pedal se dá pelo movimento e deflexão dos componentes do sistema de freio, que incluem as perdas de volume do fluido de freio. O movimento e deflexão de componentes internos do sistema irá causar perdas de volume, portanto ao se calcular as perdas de volume individuais torna-se possível calcular o curso do pedal. HO (2009) apresenta como razlizar o cálculo nas quações de 2.33 a 2.41

- Expansão dos tubos das linhas de freio

$$V_{BL} = K_{BL}L P_L \quad (2.33)$$

$$K_{BL} = \frac{0.79D^3}{tE} \quad (2.34)$$

Onde: D é o diâmetro de saída do tubo, E é o módulo elástico do material do tubo, L o comprimento da linha de freio, t a espessura da parede do tubo e P_L a pressão na linha.

- Expansão da mangueira de freio

$$V_{BH} = K_{BH} L P_L \quad (2.35)$$

Onde: K_{BH} é o coeficiente de perda de volume.

- Perdas no cilindro mestre

$$V_{mc} = K_{mc} P_L L \quad (2.36)$$

Onde: K_{mc} é o coeficiente de perda de volume.

- Deformação da pinça

$$V_c = K_c P_L \quad (2.37)$$

Onde: K_c é o coeficiente de perda de volume

- Compressão da pastilha de freio

$$V_p = 4 \sum (A_{mc} C P_L) \quad (2.38)$$

Onde: C é o fator de compressibilidade da pastilha.

- Compressão do fluido de freio

$$V_{fl} = V_A C_{fl} P_L \quad (2.39)$$

$$V_A = V_o + 4 \sum (A_{mc} w) \quad (2.40)$$

Onde: V_o é o volume do fluido de freio com pastilhas novas, w é o fator relacionado ao desgaste das pastilhas e C_{fl} o fator de compressibilidade do fluido.

- Curso do pedal

$$S_p = \left[\left(\frac{\sum V_{total}}{A_{mc}} \right) + l_o \right] \quad (2.41)$$

Onde: l_o é o curso da haste do cilindro mestre e V_{total} é o total das perdas de volume.

2.5.4 Modelos para o cálculo do torque de frenagem

O torque de frenagem leva em consideração a soma dos torques gerados pelos freios a disco e freios a tambor, estes são apresentados nas equações 2.42 e 2.43, a formulação de ambos é proposta por Gardinalli (2005). As figuras 43 e 44 ilustram o tipo de freio.

O torque de cada freio dianteiro a disco pode ser calculado como se segue:

$$M_{Bdisco} = \frac{P_d \pi \varnothing_e^2 r_{ef}}{2} B_{fd} \eta_{disco} \quad (2.42)$$

Onde:

- M_{Bdisco} = torque do freio a disco
- P_d = pressão hidráulica do fluido de freio
- \varnothing_e = diâmetro do êmbolo da pinça
- r_{ef} = raio efetivo do disco
- B_{fd} = fator do freio a disco
- η_{disco} = eficiência do freio a disco

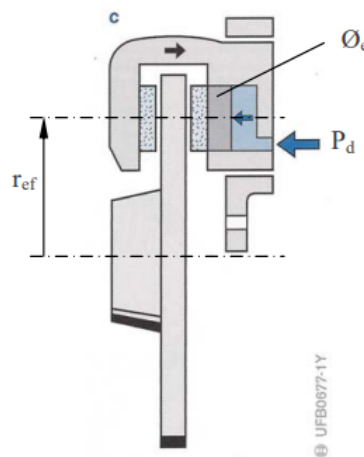


Figura 43 – Dimensões de um freio a disco (GARDINALLI, 2005)

Para o freio a tambor, o torque pode ser calculado como:

$$M_{Btambor} = \frac{P_t \pi \varnothing_c^2 r_t}{2} B_{ft} \eta_{tambor} \quad (2.43)$$

Onde:

- $M_{Btambor}$ = torque do freio a tambor
- P_t = pressão de hidráulica do fluido que alimenta o cilindro de freio
- \emptyset_c = diâmetro do êmbolo do cilindro de roda
- r_t = raio do tambor
- B_{ft} = fator de freio do tamboro
- η_{tambor} = eficiência do freio a tambor

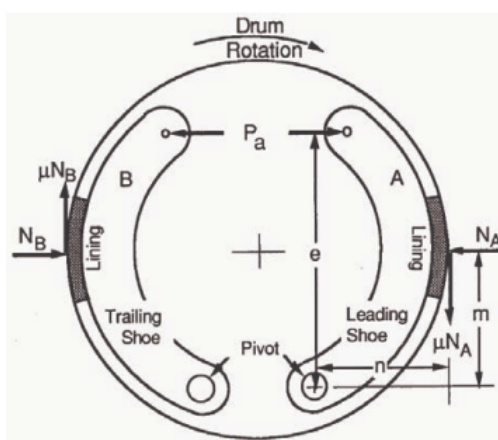


Figura 44 – Cálculo do torque de um freio a tambor (GARDINALLI, 2005)

3 Metodologia

Este capítulo visa apresentar as ferramentas e métodos empregados para responder os objetivos específicos do trabalho. Inicialmente a estrutura física da bancada é apresentada, e logo após os sensores, atuadores e métodos de controle eletrônico.

3.1 Bancada de testes

Em veículos aspirados a diferença de pressão necessária para criar o vácuo na câmara do servo freio é gerada no coletor de admissão, já em veículos turbinados e diesel não há possibilidade de usar o mesmo mecanismo (PIETRO, 2014). No caso de motores a diesel e turbo são utilizadas bombas de vácuo para esse fim, o sistema original da van possuía uma bomba acionada mecanicamente pelo motor a combustão, com a remoção do conjunto mecânico se faz necessária a troca por uma bomba de vácuo elétrica (KHALIL et al., 2021).

Nesse sentido, a bomba é responsável por gerar o vácuo necessário na câmara do servo freio, o vácuo deve ser suficiente para garantir que a força aplicada no pedal seja multiplicada corretamente e produza uma frenagem segura. Com intuito de garantir o nível ideal de vácuo na câmara do servo freio é necessária a implementação de um sistema de controle em malha fechada, o sistema deve conter um controlador que comanda o acionamento da bomba e um sensor que fornece o sinal de realimentação utilizado para calcular o erro entre o valor alcançado e o valor desejado (KHALIL et al., 2021).

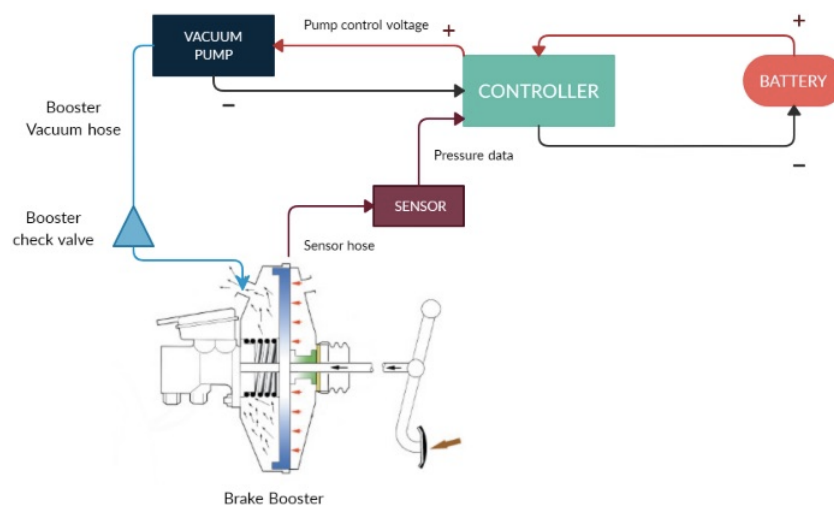
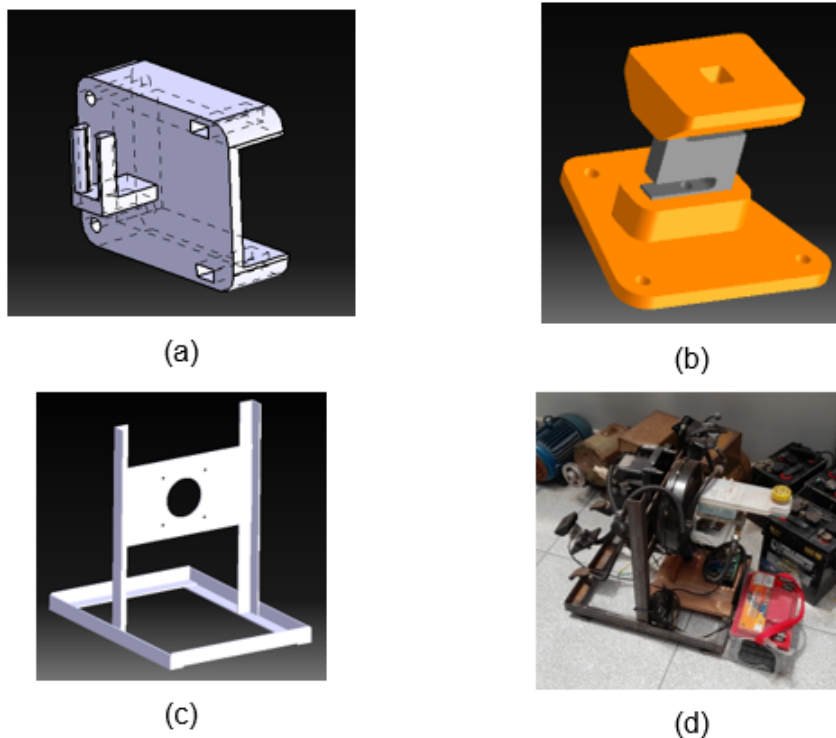


Figura 45 – Diagrama de configuração da bancada de teste (KHALIL et al., 2021)

A bancada utilizada para implementação de testes desse sistema seguiu o princípio

estabelecido no diagrama da figura 45. O servo freio, pedal de freio, cilindro mestre e reservatório de fluido de freio são os mesmos utilizados no veículo real, a bomba de vácuo e seus tubos de conexão foram adquiridos a parte. A estrutura da bancada e as fixações dos sensores foram modeladas no software CATIA V5 R21, a estrutura principal foi construída em aço carbono, visando oferecer robustez e estabilidade a bancada. Já os suportes de fixação dos sensores foram impressos em 3D utilizando o material PLA. A figura 46 ilustra os modelos e a montagem final.



(a) modelo do suporte para o potenciômetro linear; (b) modelo do suporte para célula de carga; (c) modelo do suporte principal dos componentes; (d) montagem final da bancada.

Figura 46 – Modelos 3D e montagem final.

A partir da estrutura principal todo o sistema de freio do veículo foi montado, a chapa central funciona como a parede corta fogo do veículo. A fixação do servo freio e da pedaleira foi feita com os parafusos do próprio veículo. A bomba de vácuo foi fixada por meio de parafusos com um suporte já utilizado para esse fim. Uma bancada de madeira foi fixada na base para suportar a placa de controle eletrônico bem como a ponte H, que nesse caso é aplicada como um relé, mas também pode aplicar controles mais sofisticados por meio do sinal PWM.

Para leitura do deslocamento do pedal foram utilizados um potenciômetro linear e um suporte, que serve de guia para leitura do movimento linear da haste do servo freio,

seu sinal é enviado diretamente para o microcontrolador. A célula de carga foi fixada sobre o ponto de aplicação de força do pedal de freio por meio do seu suporte, à medida que este é pressionado o sinal é enviado para o módulo de conversão e em seguida para o microprocessador. O sinal de pressão no servo freio é adquirido por meio de um sensor de vácuo de aplicação automotiva. Semelhantemente ao potenciômetro linear, o sinal do sensor de vácuo também é enviado diretamente para o microcontrolador, assim como o sinal do sensor de pressão de óleo, que foi fixado na saída dianteira esquerda do cilindro mestre. As demais saídas foram bloqueadas com parafusos.

A partir da leitura do nível de pressão de vácuo um sinal de PWM é aplicado na ponte H que por sua vez aplica o sinal de potência da bateria na bomba. A ponte H foi fixada junto ao suporte de madeira, próxima a placa de controle eletrônico e da bomba. A placa de controle eletrônico facilita a alimentação dos sensores e módulos, assim como também no direcionamento dos sinais para o microcontrolador. Na placa também está fixado o módulo CAN MCP2515 que faz a recepção e envio das mensagens no protocolo de rede. Em resumo a placa apoia a instrumentação da bancada e oferece portas de input e output, assim como uma ECU.

A seção seguinte ilustra com maior detalhe como foi realizada a instrumentação eletrônica dos componentes. O processo de calibração dos sensores também é apresentado.

3.2 Arquitetura eletrônica

Para a correta aquisição dos dados e aplicação dos comandos à bomba de vácuo foram utilizados diversos componentes eletrônicos, os diagramas 48 e 49 ilustram a arquitetura das conexões eletrônicas, a tabela 2 traz uma descrição dos componentes utilizados. A alimentação da placa de controle eletrônico pode ser feita pela bateria ou pelo cabo USB do Arduino nano, a aplicação de potência na bomba é feita exclusivamente pela bateria. A figura 47 apresenta os sensores utilizados.

Tabela 2 – Características dos principais componentes utilizados

Componente	Descrição	Valor
Bomba de vácuo Hella UP28	Tensão nominal	13.5 V
	Corrente média de consumo entre intervalos	<10A
	Nível máximo de vácuo (abaixo do nível de pressão do ambiente)	86 %
	Acústica	<70 db (A)
Módulo ponte H BTS7960	Tensão de operação	5 – 45 Vdc
	Máxima corrente contínua	43 A
	Máxima corrente de pico	60 A
	Controle de direção e velocidade	PWM
Transdutor de pressão	Pressão máxima	10Mpa
	Material	Aço inoxidável
	Rosca	G 1/4
	Tensão de saída	0.5 – 4.6 Vdc
Sensor de vácuo	Tensão de alimentação	5V
	Tensão de alimentação	3.3V
	Tensão de saída	0.4 – 3 Vdc
Potenciômetro linear	Tensão de alimentação	3.3 – 5 Vdv
	Resistência	10K Ω
	Curso	60mm

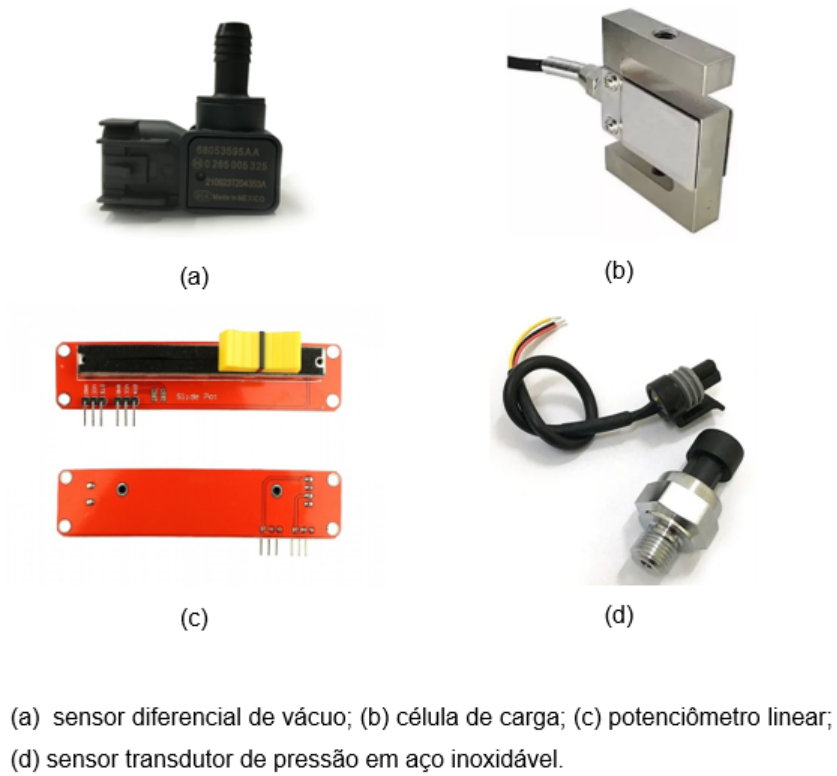


Figura 47 – Sensores utilizados.

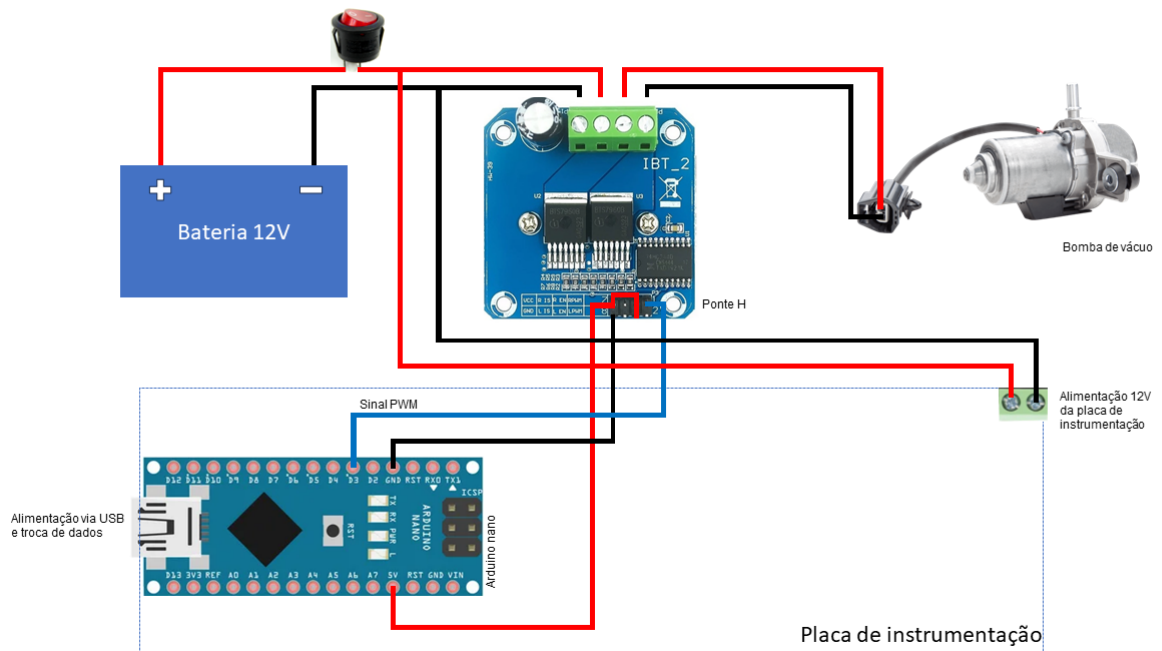


Figura 48 – Diagrama do sistema de potência

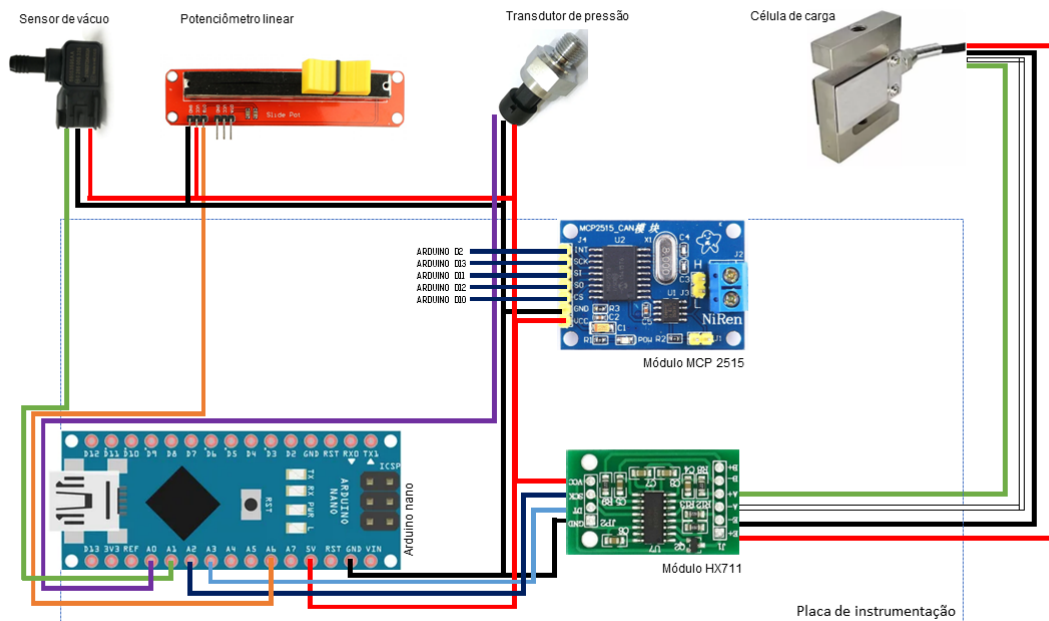


Figura 49 – Diagrama de ligação dos sensores e módulos

A figura 50 ilustra a placa utilizada como central de controle eletrônico, esta foi pensada visando oferecer as interfaces de input e output necessárias para a instrumentação e comunicação dos sinais de velocidade do veículo, nível de carga da bateria, consumo da própria placa entre outros. Nessa aplicação somente os componentes para tratar os sinais relativos ao sistema de freio e sua instrumentação foram utilizados. Devido a utilização de sensores para instrumentação e da ponte H, para utilização do controle com sinais PWM, algumas adequações foram feitas na placa. Foram inseridas novas trilhas, por meio de jumpers, para conectar os sinais dos sensores ao Arduino nano, e o módulo HX711 foi utilizado para pré-processar o sinal da célula de carga.



Figura 50 – Módulo eletrônico de instrumentação do projeto tecnomobile

3.2.1 Calibrações

Nessa seção os processos experimentais de calibração dos sensores são apresentados. O processo padrão utilizado como base teórica para a avaliação experimental é o primeiro apresentado por Bentley (2010). O autor explica que idealmente o processo deve ocorrer em três etapas: verificação do sinal de saída a partir do sinal de entrada sob condições ambientais padrão, ou seja, com entradas interferentes e modificantes nulas; verificação do sinal de saída com um sinal de entrada constante, e ao mesmo tempo variação das entradas interferentes e modificantes a partir da manipulação das condições experimentais que geram esses valores; teste de repetibilidade, avaliação estatística dos resultados de medição em condições padrão de trabalho do sistema.

Nesse caso, somente o primeiro passo será realizado por conta de limitações experimentais e de instrumentos. Os passos tomados consistiram em buscar adquirir os valores partindo do mínimo ao máximo da escala em intervalos de 10% do alcance do sensor. Inicialmente de forma crescente e em seguida de forma decrescente. Em seguida o método dos mínimos quadrados ou uma regressão linear é utilizada para estimar os parâmetros da curva de calibração.

Para o caso da calibração da célula de carga foi utilizado o módulo eletrônico HX700 que já dispõe de um algoritmo padrão para calibração, essa abordagem foi implementada visando simplificar o processo e torná-lo mais acessível.

3.2.2 Sensor de vácuo

Para realizar a calibração do sensor de vácuo foi necessário construir um pequeno vaso de pressão com uma abertura para o sensor e outra para o instrumento de medida utilizado como padrão de valor verdadeiro convencional. A imagem 51 ilustra a montagem. Um vacuômetro de aplicação automotiva foi utilizado como parâmetro de nível de vácuo, a figura 52 ilustra o equipamento utilizado, a escala do manômetro possui duas unidades cmhg (centímetros de mercúrio) e Polhg (polegadas de mercúrio), com a primeira cobrindo a faixa de 0 a -76 e a segunda de 0 a -30. O sensor se mostra adequado pois cobre a faixa máxima de vácuo possível gerado pela bomba que é de 86% de uma atmosfera, que nesse caso é de -653 mmhg. Para leitura do sinal de tensão um Arduino Uno foi utilizado.

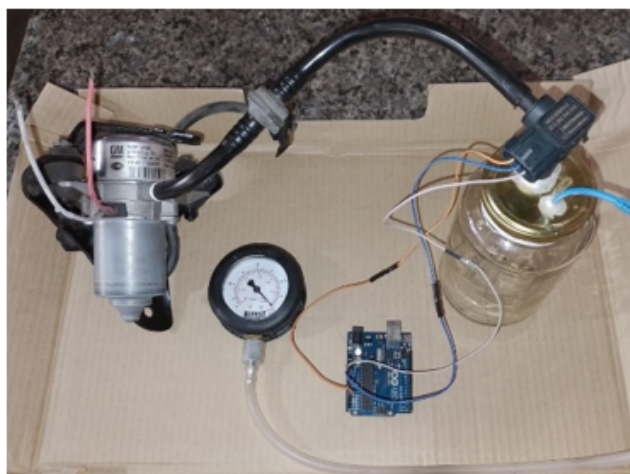


Figura 51 – Montagem para calibração do sensor de vácuo



Figura 52 – Vacuômetro analógico

Considerando espaços de 10% do alcance do nível máximo de vácuo possível, buscou-se medir a cada 6 cmhg, devido a limitação de potência da bomba a amostra final possui apenas 4 cmhg de diferença da medida anterior. A tabela 3 apresenta os valores das medições, as medições decrescentes foram consideradas iguais as crescentes devido à limitações no processo experimental. O modelo para curva média de calibração é dado por meio da equação 3.1.

Tabela 3 – Processo de calibração do sensor de vácuo

N	VVC	I	N	VVC	I
1	0	0,4	11	-52	1,58
2	-6	0,55	12	-48	1,45
3	-12	0,67	13	-42	1,32
4	-18	0,81	14	-36	1,2
5	-24	0,94	15	-30	1,07
6	-30	1,07	16	-24	0,94
7	-36	1,2	17	-18	0,81
8	-42	1,32	18	-12	0,67
9	-48	1,45	19	-6	0,55
10	-52	1,58	20	0	0,4

$$x = \frac{y - 0.4075}{-0.0022} \quad (3.1)$$

Onde x é o valor de pressão em mmHg e y a tensão de saída do sensor, x possui sinal negativo por tomar a pressão ambiente como referência. A coluna N indica o número de medições, VVC o valor verdadeiro convencional e I a indicação da medida referente ao VVC.

3.2.3 Transdutor de pressão

Para calibração do transdutor de pressão que fará a leitura da pressão do fluido de freio, uma bancada de peso morto foi utilizada. A figura 53 ilustra a montagem com o sensor acoplado a bancada, devido à falta de pesos padrão disponíveis para realizar medidas em passos de 10MPa, foram utilizados pesos que geraram intervalos de 25MPa. A tabela 4 apresenta as amostras para calibração. Para aferir a pressão essa bancada possui uma marcação no eixo que sustenta as massas padrão, uma vez que a marcação passa por sobre o padrão de altura indicado na bancada, a pressão é equivalente a massa utilizada. Um Arduino Uno foi utilizado para ler o sinal do transdutor.

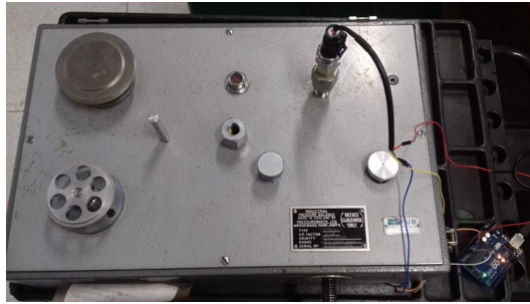


Figura 53 – Montagem para calibração do transdutor de pressão

Considerando os dados apresentados na tabela 4 e utilizando o mesmo método de mínimos quadrados foi encontrada o modelo de curva média de calibração, equação 3.2.

Tabela 4 – Processo de calibração do transdutor de pressão

N	VVC	I	N	VVC	I
1	0	0,51	6	100	4,54
2	25	1,51	7	75	3,54
3	50	2,48	8	50	2,56
4	75	3,48	9	25	1,54
5	100	4,54	10	0	0,51

$$x = \frac{y - 0.512}{0.0402} \quad (3.2)$$

Onde x é o valor de pressão em bar e y a tensão de saída do sensor.

3.2.4 Potenciômetro linear

O potenciômetro foi fixado junto a uma régua para que o seu deslocamento linear pudesse ser comparado com as indicações da régua, nesse caso a régua faz o papel de valor verdadeiro convencional. O arduino uno foi utilizado para ler o sinal de tensão do potenciômetro e todo o intervalo do sensor foi medido em passos iguais de meio centímetro. A tabela 5 apresenta as amostras e a equação 3.3 é o modelo de curva média de calibração encontrado.

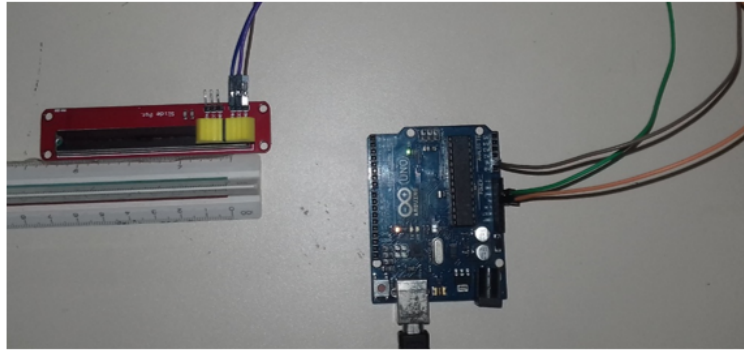


Figura 54 – Montagem para calibração do potenciômetro linear

Tabela 5 – Processo de calibração do potenciômetro linear

N	VVC	I	N	VVC	I
1	0	0	14	6	5
2	0.5	0.01	15	5.5	4.98
3	1	0.13	16	5	4.85
4	1.5	0.42	17	4.5	4.49
5	2	1.17	18	4	3.88
6	2.5	1.85	19	3.5	3.2
7	3	2.55	20	3	2.48
8	3.5	3.2	21	2.5	1.76
9	4	3.83	22	2	1.09
10	4.5	4.56	23	1.5	0.37
11	5	4.85	24	1	0.11
12	5.5	4.98	25	0.5	0.1
13	6	5	26	0	0

$$x = \frac{y - 0.553}{0.981} \quad (3.3)$$

Onde y é o valor do comprimento em cm e x a tensão de saída do sensor.

3.2.5 Célula de carga

Para a montagem da célula de carga, figura 55, foram utilizados pesos padrão de 5Kg cada, o condicionamento do sinal elétrico foi feito por meio do módulo HX711 e

uma ESP32. O procedimento de calibração utilizado segue o algoritmo utilizado junto ao módulo. O processo funciona com a amplificação do sinal elétrico gerado na ponte de Wheatstone por meio da mudança de resistência nos strain gauges devido a deformação do material da célula de carga. É feita uma relação linear entre a massa e o valor lido por meio de um fator de calibração, que nada mais é que um coeficiente linear.



Figura 55 – Montagem para calibração da célula de carga

O processo consiste basicamente em iniciar o algoritmo de calibração, alterar a unidade de massa para Kg ou Lbs e adicionar massas, a cada massa adicionada altera-se o fator de calibração visando adequar o valor lido ao valor verdadeiro convencional conhecido da massa padrão. Por fim o fator de calibração final ficou definido como -89000.

Após as calibrações e montagem dos módulos e circuitos foram realizados testes para definir uma estratégia de controle para o acionamento da bomba de vácuo e posterior verificação do nível de assistência gerado por ela. O próximo tópico apresenta a lógica de controle aplicada.

3.3 Lógica de controle

O objetivo do controlador é acionar e desativar a bomba, de forma que o nível máximo de vácuo possa ser atingido o mais rápido possível ao mesmo tempo que deve haver um limite de tempo em que a bomba está ligada e uma faixa de variação de vácuo em que a bomba não atue, para que não ocorram acionamentos constantes e desnecessários. É comum esse tipo de bomba vir acompanhada de um módulo relé, o que indica que o sistema de controle mais utilizado no mercado para esse tipo de sistema é on-off.

A partir disso uma lógica de acionamento foi desenvolvida com base nesse controlador, levando em consideração uma histerese, ou intervalo diferencial e o tempo de trabalho e repouso da bomba. O período em que o motor está ligado e desligado foi definido a partir dos ensaios experimentais. A figura 56 ilustra o funcionamento do controlador por meio de um fluxograma. O algoritmo utilizado está presente no anexo B.

Inicialmente o controle PID foi considerado como opção, contudo devido a baixa potência do atuador, complexidade em definir ganhos para o sistema com vácuo e eficiência adequada do controlador on-off com histerese o desenvolvimento do controle contínuo não foi aplicado. Contudo, caso esse desenvolvimento se mostre como possibilidade em próximos trabalhos o hardware já suporta o acionamento do motor por meio de pulsos PWM.

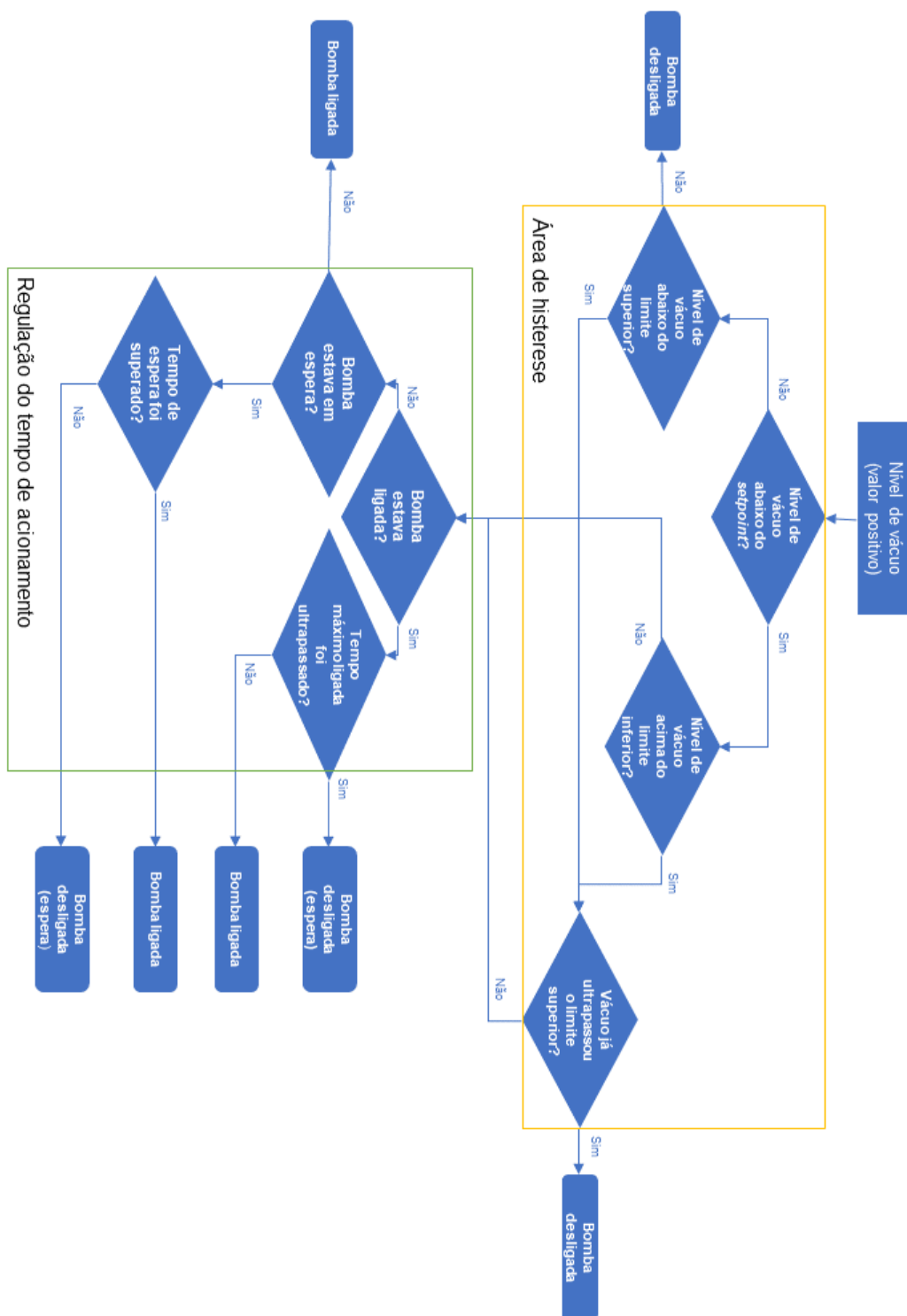


Figura 56 – Fluxograma lógico do controlador

3.4 Desaceleração e coeficientes de frenagem

Para gerar os dados de desaceleração necessários na construção do gráfico de feeling pedal as equações de dinâmica longitudinal apresentadas por Gillespie no capítulo de revisão foram utilizadas. A figura 57 apresenta os dados utilizados nos cálculos, as informações relativas à massa do veículo, entre eixos e dimensões do pneu foram retiradas do manual do proprietário. As informações sobre diâmetro dos êmbolos do freio dianteiro, disco de freio e tambor de freio foram retiradas de catálogos de fornecedores, a altura do centro de gravidade foi estimada. Os dados relacionados a eficiências e fator de freio foram retirados da bibliografia, bem como os coeficientes de atrito.

Descrição	Unidade	Valor
Entre eixos W_b	m	3.2
Massa no eixo dianteiro W_f	kg	1650
Massa no eixo traseiro W_r	kg	1650
Massa tota do veículo W	kg	3300
Ganho do freio dianteiro G_f	$\left(\frac{Nm}{Pa}\right)$	0.0005
Ganho do freio traseiro G_r	$\left(\frac{Nm}{Pa}\right)$	0.0006
Altura do centro de gravidade h	m	0.7574
Raio do pneu r	m	0.334
Diâmetro do êmbolo da pinça ϕ_e	mm	46 e 52
Diâmetro do êmbolo do cilindro de roda ϕ_c	mm	46
Raio efetivo do disco r_{ef}	m	0.13
Raio do tambor r_t	m	0.127
Coefficiente de atrito pastilhas freio dianteiro u	-	0.29
Coefficiente de atrito lonas do freio traseiro u	-	0.35
Fator do freio a disco B_{fd}	-	0.58
Fator de freio do tambor B_{ft}	-	1.6
Eficiência do freio a disco η_{disco}	-	0.98
Eficiência do freio a tambor η_{tambor}	-	0.95

Figura 57 – Dados para o cálculo dos coeficientes de frenagem.

As equações 2.10 e 2.11 definem a força de frenagem no eixo dianteiro e traseiro respectivamente, os ganhos foram calculados por meio das equações 2.42 e 2.43, ao isolar o momento e a pressão hidráulica no lado esquerdo da equação é possível definir o ganho no lado direito. A desaceleração e massa na dianteira e traseira são dadas pelas equações 2.12, 2.13 e 2.14. Devido ao uso de unidades no sistema internacional (SI), para exibir uma desaceleração em unidades relativas à aceleração da gravidade é necessário dividir o resultado encontrado na equação 2.12 pela aceleração da gravidade, a mesma divisão pela aceleração da gravidade é necessária para as equações 2.15 e 2.16 dos coeficientes de frenagem. A proporção de freio foi mantida igual para dianteira e traseira devido a

eficiência de frenagem gerada, o gráfico 58 apresenta a eficiência de frenagem do eixo traseiro e a desaceleração total do veículo.

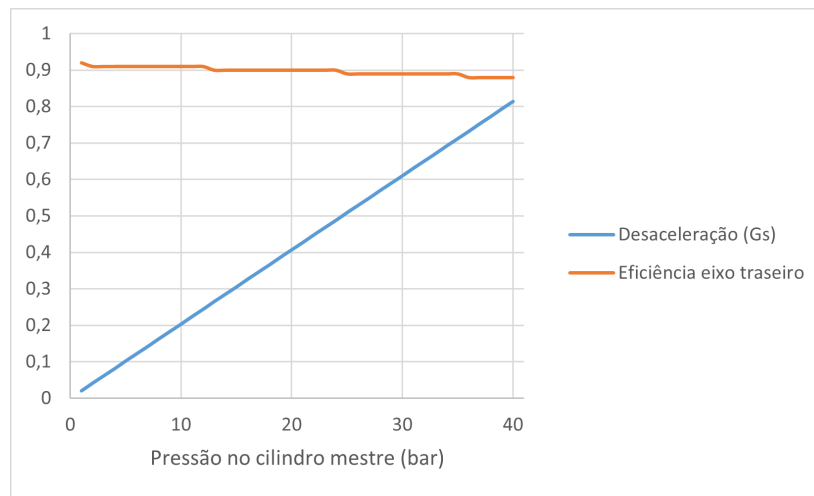


Figura 58 – Eficiência de frenagem

Esse processo de cálculo foi utilizado por sua simplicidade, é válido ressaltar que a mudança de parâmetros como fator de freio, eficiência e coeficientes de atrito alteram sensivelmente a desaceleração, dessa forma essa avaliação é útil para uma análise básica do comportamento dinâmico de frenagem. Para uma análise mais precisa mais variáveis devem ser levadas em consideração, entre elas as relacionadas com o modelo de pneu utilizado e mudanças no fator de freio.

Com a estrutura física e lógica de acionamento da bomba finalizadas foi possível realizar ensaios experimentais buscando avaliar o desempenho do sistema comparando seu comportamento com a bibliografia e comportamentos ideais esperados. Visto que o objetivo é utilizar a van novamente como meio de transporte o desempenho do sistema de freio, no que é impactado pelo nível de vácuo do servo freio, deve ser no mínimo igual ao do veículo a combustão.

4 Resultados

A partir das informações aquiridas pela instrumentação, foi possível levantar a curva característica do servo freio e a partir do cálculo de desaceleração foi possível gerar uma curva de feeling pedal. Esses dados são a base para uma avaliação do desempenho do sistema de assistência de frenagem após a substituição da bomba de vácuo.

4.1 Desempenho da bomba de vácuo

O ponto crítico nessa seção é avaliar o máximo nível de vácuo disponível para assistência, assim como a dinâmica para atingi-lo. A análise do impacto em feeling pedal também é relevante por ser diretamente afetado por conta do nível de vácuo.

Os primeiros testes ocorreram buscando verificar a relação entre tempo e nível de vácuo aplicado pela bomba no servo freio. Durante os tentes iniciais uma bomba foi danificada e parou de funcionar, o fato ocorreu enquanto a bomba estava ligada por um longo período, o que sugere que um limite de tempo para manutenção da bomba ligada deve ser observado. Devido a isso nos testes seguintes o tempo limite para acionamento contínuo foi definido em aproximadamente 15s, esse tempo foi considerado plausível pois o fabricante informa que sob as condições apresentadas na figura 60 é possível atingir uma redução de 50% na pressão ambiente em aproximadamente 5.5s.

Ainda que o padrão de tempo e nível de vácuo apresentado pelo fabricante na figura 60 não sejam iguais as condições de ensaio na bancada, o tempo de aproximadamente 5.5s para atingimento de ao menos 50% da pressão ambiente foi considerado como ideal para que o sistema tenha uma performance mínima de segurança na assistência de frenagem. A figura 59 ilustra a capacidade de geração de vácuo em operação contínua. A figura 60 apresenta a curva padrão esperada para essa bomba levando em consideração um servo freio com volume de 4 litros e alimentação de 13V aplicada na bomba.

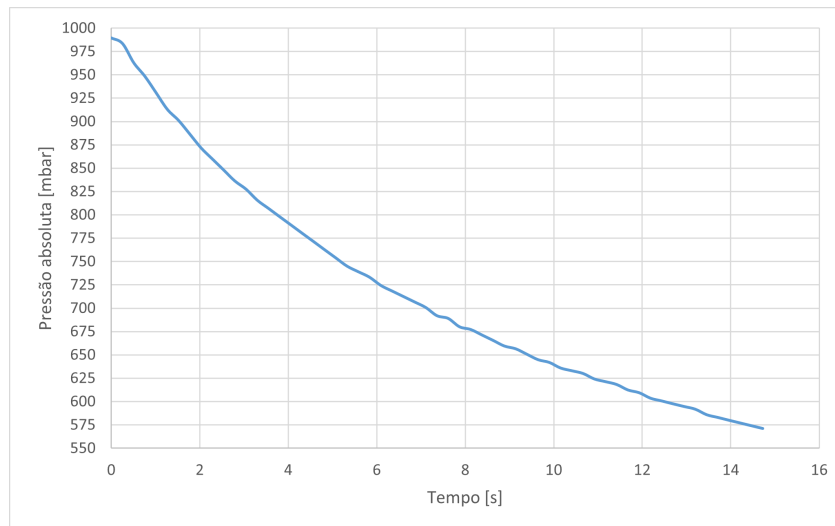


Figura 59 – Dinâmica da pressão para bomba de vácuo UP28 na bancada

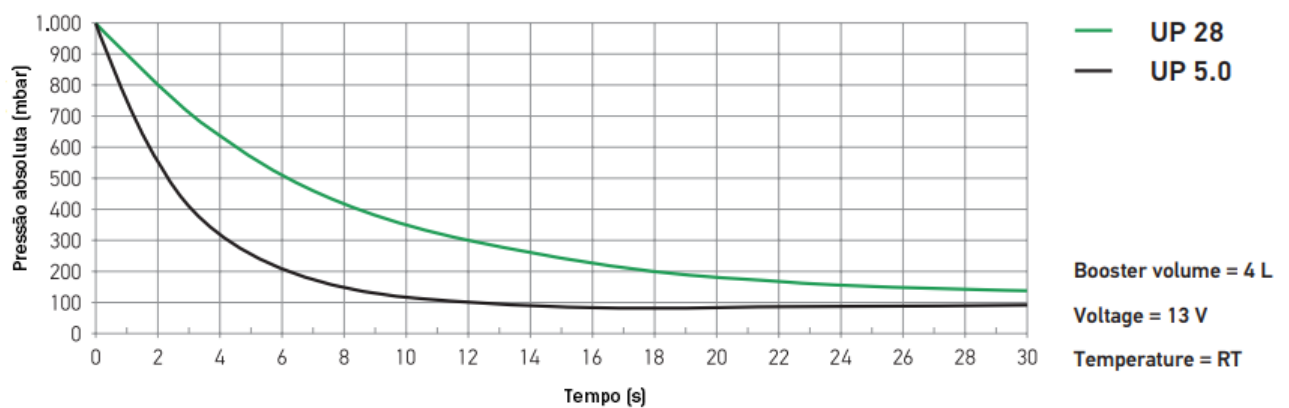


Figura 60 – Dinâmica da pressão para bombas de vácuo (HELLA, 2023)

Verifica-se nesse ponto que a bomba utilizada não apresenta a mesma taxa de geração de vácuo vista na curva padrão do fornecedor, especialmente na faixa de tempo inicial de 0s a 6s. Durante os testes a bomba foi alimentada com tensões de aproximadamente 12V, o fabricante informa que a faixa de alimentação da bomba é de 9 a 16VDC, com 13V sendo a alimentação nominal. Visto que a tensão utilizada nos testes está dentro da faixa recomendada e próxima da tensão nominal inicialmente considerou-se que há pouco impacto em alimentar a bomba com 12V, contudo devido ao desempenho baixo recomenda-se uma investigação mais detalhada sobre o impacto no desempenho devido a tensão de alimentação.

A possibilidade de baixo desempenho devido a fuga de vácuo também existe, especialmente no tubo que liga a bomba ao sensor de vácuo. A capacidade da bomba também pode ter influência no baixo desempenho, o fornecedor geralmente indica seu uso para

suporte de vácuo, ou seja, utilização em paralelo ao vácuo gerado pelo motor do veículo. Para situação de uso único da bomba o fornecedor indica a utilização da bomba UP 5.0, que apresenta maior potência e taxa de geração de vácuo. As figuras 61 e 62 exemplificam por meio do diagrama de blocos a utilização sugerida pelo fornecedor para cada bomba.

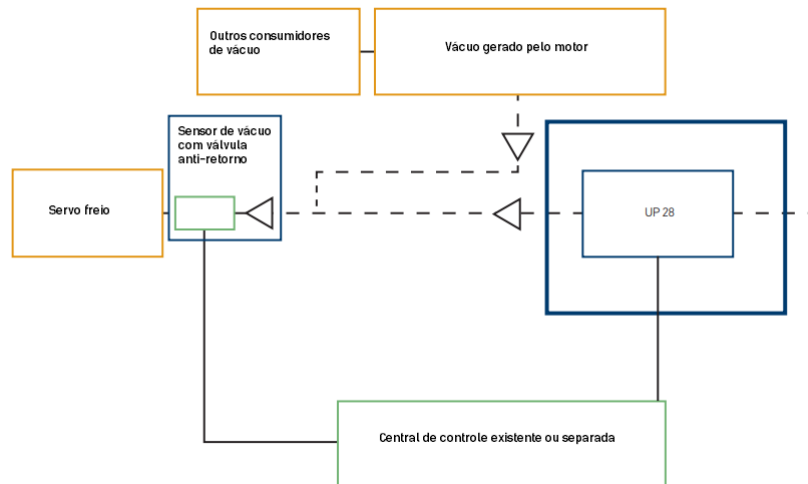


Figura 61 – Diagrama de montagem sugerido pelo fornecedor para bomba UP28 - Adaptado de (HELLA, 2023)

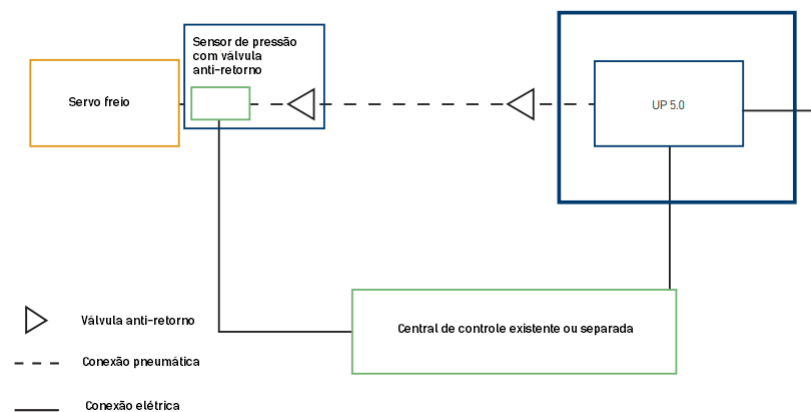


Figura 62 – Diagrama de montagem sugerido pelo fornecedor para bomba UP5.0 - Adaptado de (HELLA, 2023)

Avaliando o nível de vácuo verifica-se que a bomba não possui potência para alcançar níveis próximos aos 200 mbar em um tempo útil para a aplicação prática. Outro ponto importante é o tempo de aproximadamente 14s para alcançar 575 mbar de pressão absoluta, que está sensivelmente distante dos 5,5 s considerados como ideais para atingir ao menos uma redução de 50% da pressão ambiente. A figura 63 traz a comparação entre o acionamento contínuo, curva 1, acionamento com parada, curva 2 e acionamento partindo de um vácuo preexistente, curva 3.

Para o acionamento com parada, curva 2, há uma pequena perda de vácuo assim que a bomba é desligada em 725 mbar de pressão absoluta, essa perda ilustra a necessidade de uma margem para histerese do controlador. Já no acionamento partindo do vácuo, curva 3, verifica-se que a inclinação da curva, ou taxa de geração de vácuo, é levemente menor que das curvas que partem da pressão ambiente. Esse comportamento mostra que o sistema possui mais capacidade de geração de vácuo nos segundos iniciais do acionamento, especialmente na faixa partindo da pressão ambiente até aproximadamente 800 mbar de pressão absoluta.

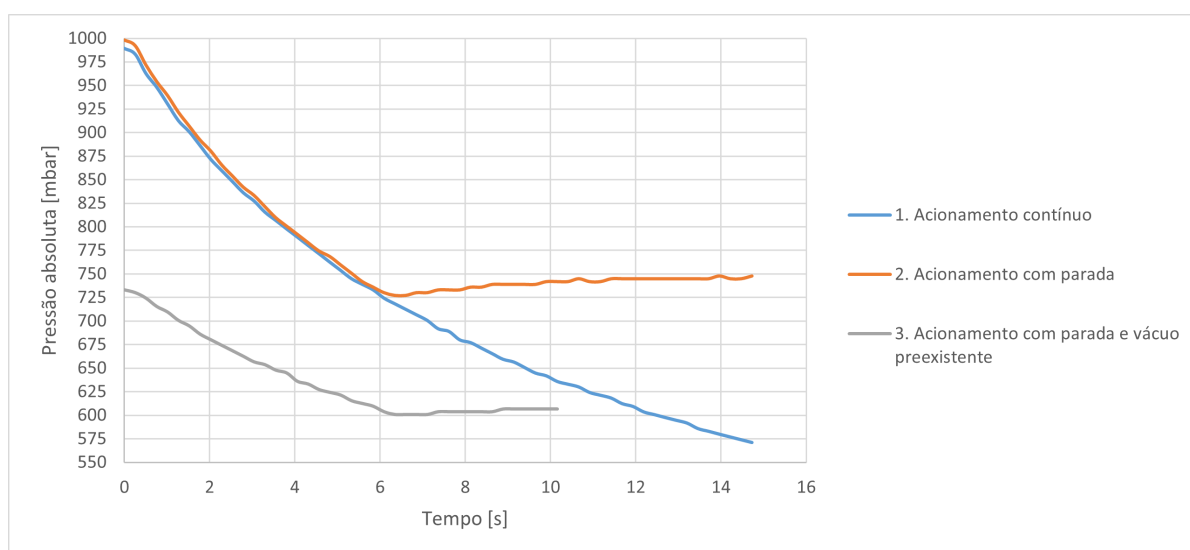


Figura 63 – Dinâmica da pressão para acionamento partindo da pressão ambiente, vácuo e com parada.

A partir da curva 2 do gráfico da figura 63 foi levantada uma regressão linear, a regressão foi utilizada para avaliar a taxa de ganho de vácuo. A taxa de perda de vácuo foi avaliada também por uma regressão linear, a figura 64 apresenta a curva em questão. Para gerar a curva de perda de vácuo foi aplicada uma pressão inicial absoluta de 488 mbar no servo freio, máxima atingida nos ensaios, em seguida o pedal foi acionado continuamente de forma que a válvula de servo freio permitisse a perda de vácuo para o ambiente.

Utilizando o coeficiente angular das retas como parâmetro verifica-se que o vácuo é perdido a uma taxa aproximada de 109.67 mbar por segundo, enquanto o vácuo é gerado a uma taxa de 45.35 mbar por segundo na faixa mais rápida de 0 a 6 s. Considerando acionamentos contínuos do pedal, sem tempo para recuperação, partindo do máximo vácuo atingido nos testes, o tempo para perda total de assistência seria de 4.45s, o que associado ao baixo vácuo atingido torna o sistema suscetível a operar com um nível de saturação baixo do servo freio e pouca ou nenhuma assistência em algumas ocasiões.

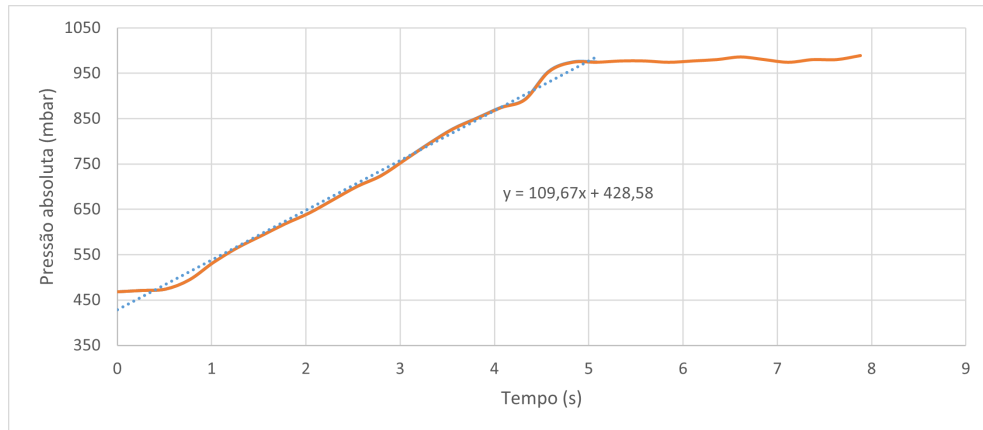


Figura 64 – Dinâmica de perda de vácuo com linearização.

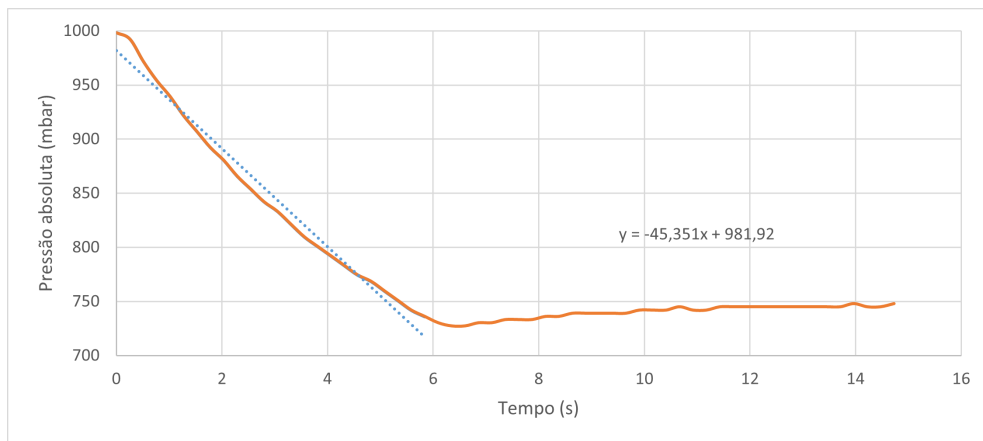


Figura 65 – Dinâmica de ganho de vácuo com linearização.

4.2 Desempenho do servo freio

Os ensaios seguintes visaram verificar o comportamento do sistema para diferentes níveis de vácuo, a figura 66 apresenta a curva característica do sistema para quatro níveis de vácuo e um nível sem assistência do servo freio. Ao comparar seu aspecto com a figura 42 usada por Limpert, é simples constatar que a mudança do nível de vácuo altera somente o ponto de saturação de assistência do servo freio.

As curvas foram apresentadas somente na dinâmica de acionamento do pedal para maior clareza. Verifica-se que a saturação para o nível máximo de vácuo ocorre aproximadamente para uma força de 212N no pedal de freio e pressão hidráulica de 84 bar. Já o salto inicia com aproximadamente 25N de força no pedal e gera uma pressão hidráulica inicial de aproximadamente 20bar. Para estimar os ganhos de força do pedal e do servo freio foram feitas regressões lineares nas regiões de assistência com e sem vácuo, a pressão no cilindro mestre foi convertida em força multiplicando-a pela área do êmbolo do

cilindro mestre, que no caso considerou-se ter 25.4mm de diâmetro. A figura 67 ilustra as regressões.

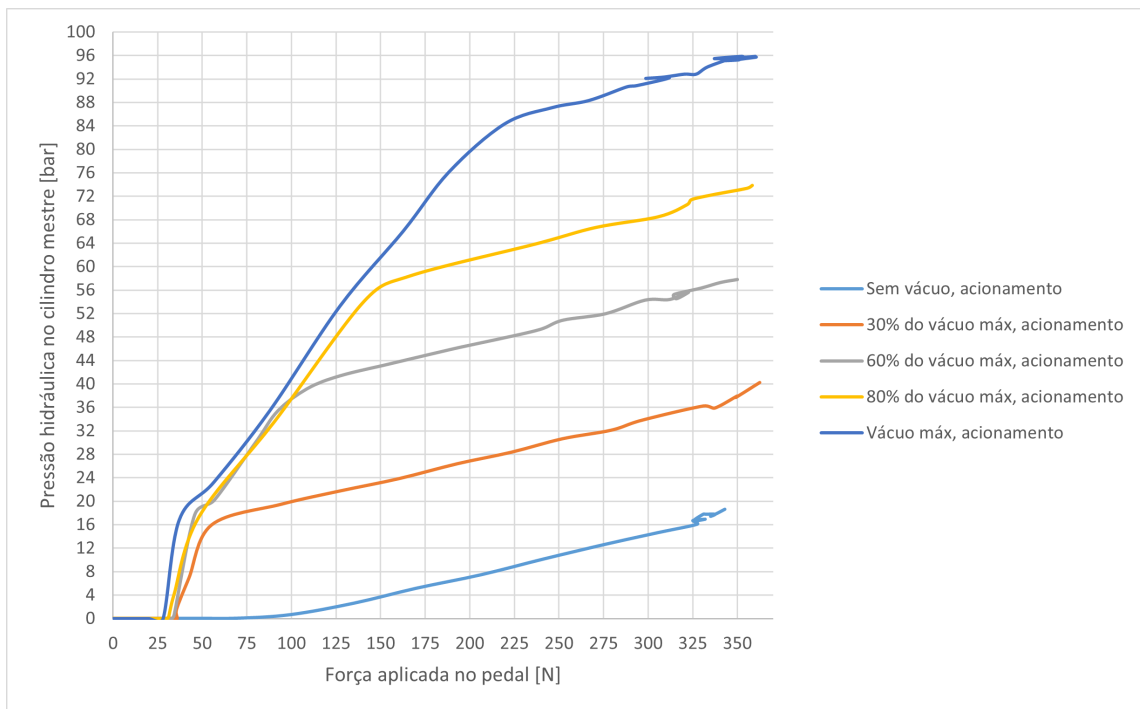


Figura 66 – Curva característica para diferentes níveis de vácuo.

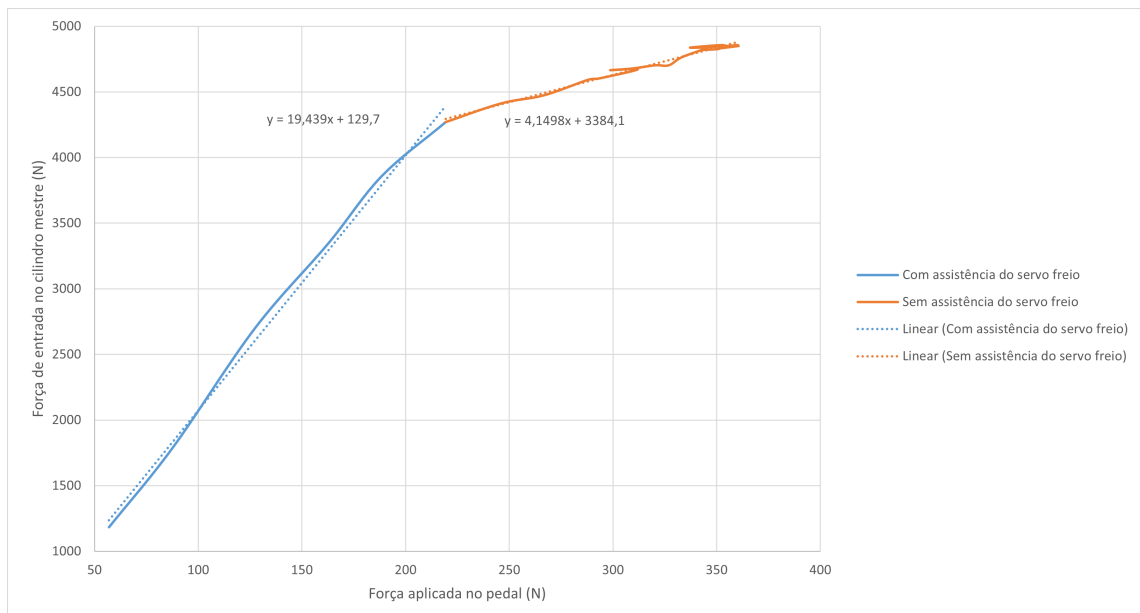


Figura 67 – Linearização das regiões de assistência.

Verificando-se o coeficiente angular da regressão referente a região sem assistência do servo freio é possível entendê-la como o ganho do pedal, que seria de aproximadamente 4.15 vezes. Analisando a reta com assistência deve-se levar em consideração que

não há somente a assistência do servo freio, existe também a do pedal. Para 200 N de força no pedal, a força hidráulica gerada no cilindro mestre é de 4019.7 N, considerando que 830 N são o resultado da amplificação do pedal, a amplificação do servo seria de aproximadamente 4.84 vezes.

4.3 Controlador on-off

Para ilustrar o comportamento do algoritmo de controle em todas as situações planejadas foi feita uma simulação do sinal de vácuo utilizando-se um potenciômetro, com o sinal simulado foi possível gerar um gráfico onde todos os estados são apresentados em um tempo reduzido e podem ser plotados em apenas uma figura. A figura 68 apresenta a simulação do algoritmo do controlador onde o nível de controle do vácuo é de 30 cmHg, o nível superior e inferior do intervalo diferencial do vácuo é de 35 e 25 cmHg e o tempo de acionamento e descanso ocorre a cada segundo. O eixo secundário representa o momento em que o motor está ligado ou desligado. O algoritmo utilizado para simulação pode ser consultado no apêndice B. Durante os testes na bancada o funcionamento com a bomba se mostrou efetivo e de acordo com a lógica do algoritmo.

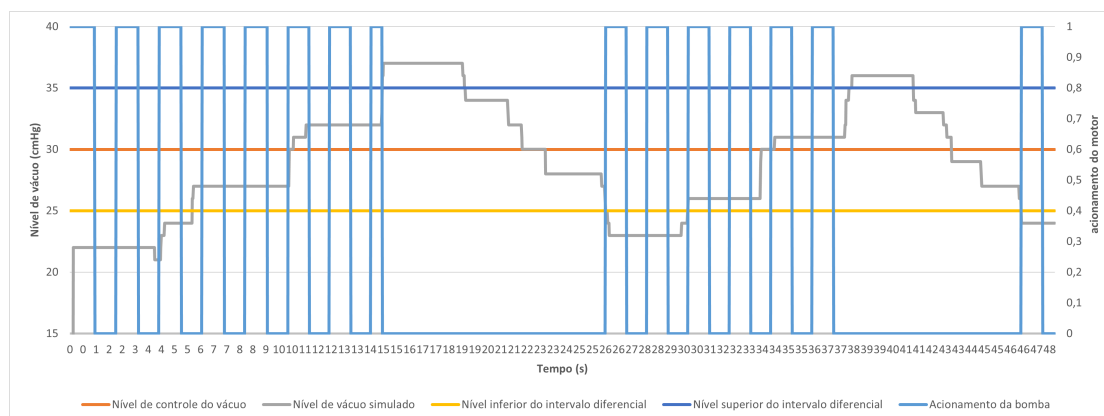


Figura 68 – Simulação de funcionamento do controlador

4.4 Feeling pedal

Utilizando as desacelerações geradas com o algoritmo do apêndice A foi possível gerar três gráficos que representam a resposta sentida pelo condutor ao pressionar o pedal de freio. A figura 69 apresenta a relação de desaceleração com a força de aplicação no pedal e a figura 70 apresenta a relação de desaceleração com o deslocamento do pedal. Já o gráfico da figura 71 informa o ganho de desaceleração do pedal em relação a força aplicada. O ponto de mudança de ganho inicia no ponto de saturação do servo freio, esse dado é importante pois é usado como parâmetro de desempenho de frenagem por Limpert. O feeling pedal ideal é o compromisso entre deslocamento, força de aplicação e

desaceleração, um bom feeling geralmente está associado a uma força de aplicação baixa, deslocamento pequeno e desaceleração progressiva.

Como apresentado na revisão bibliográfica, Mortimer e Limpert sugerem alguns critérios para avaliação do desempenho do pedal de freio. Para o primeiro autor a força máxima aplicada no pedal para uma desaceleração de 0.75g é de 378N, em relação ao ganho de desaceleração do pedal, recomenda-se um mínimo de 0.0027 g/N e máximo de 0.0047 g/N, para evitar travamentos constantes e desconforto. Para o segundo autor a força máxima de aplicação no pedal deve ser de aproximadamente 223 N, para uma desaceleração de 0.9g com um curso de pedal de 75 mm. Já em relação ao ponto de saturação Limpert indica que este não deve ocorrer para desacelerações abaixo de 0.9g a 1g.

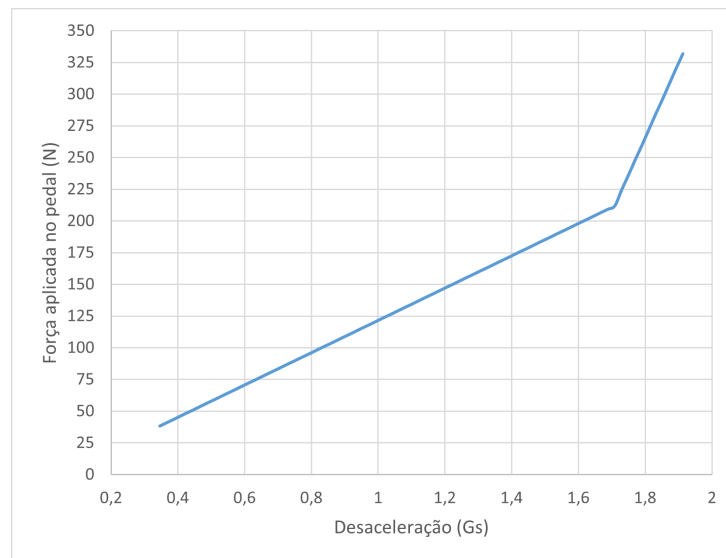


Figura 69 – Feeling pedal em desaceleração e força aplicada no pedal.

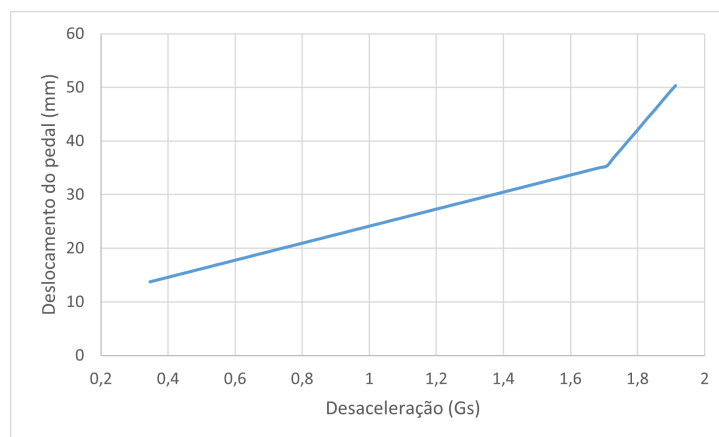


Figura 70 – Feeling pedal em desaceleração e deslocamento parcial do pedal.

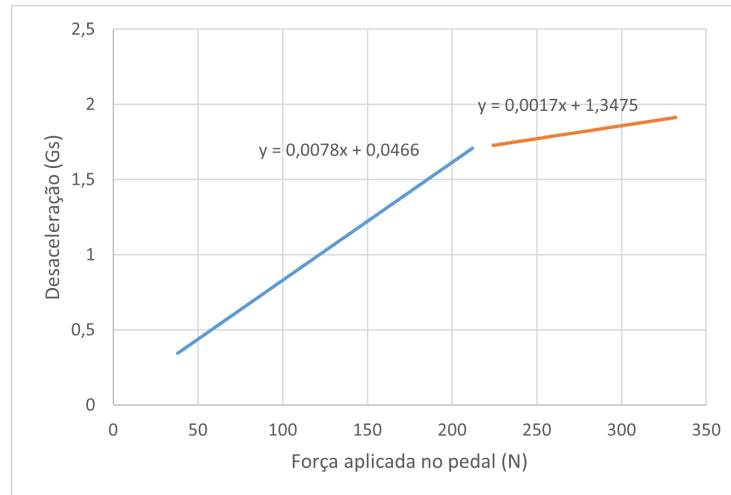


Figura 71 – Ganho do pedal para região com e sem assistência.

Analisando o gráfico 71, e utilizando o critério de limpert onde o ponto de saturação não deve ocorrer para desacelerações menores que 0.9g verifica-se que o desempenho esperado está de acordo, já que o ponto de saturação é atingido para uma desaceleração de aproximadamente 1.7g. Em relação as forças máximas aplicadas ao pedal, a figura 69 mostra que o desempenho esperado também está dentro dos critérios de Limpert e Mortimer.

Sobre o ganho do pedal verifica-se na figura 71 que o valor de 0.0078 está acima do máximo apresentado por Mortimer, o que demonstra que há uma sensibilidade alta do pedal em relação a desaceleração. Esse comportamento está diretamente relacionado com os dados dimensionais dos componentes do sistema de freio utilizados para o cálculo que simula a desaceleração do veículo. A relação de curso do pedal por desaceleração, figura 70, se mostra fora do critério apresentado por Limpert, contudo vale ressaltar que o curso medido não é o curso total possível do pedal, como o sistema não estava completamente montado até as pinças de freio, as perdas de volume não são consideradas, dessa forma somente o deslocamento devido ao pedal de freio, servo freio e cilindro mestre foram medidos.

5 Conclusão

O desenvolvimento da bancada para avaliação experimental do sistema de freio do veículo elétrico em processo de conversão se mostrou muito importante para o estudo e avaliação do impacto de alterações no sistema de vácuo, pois permite uma avaliação prévia do comportamento esperado para o veículo. A bancada também possibilita estudos futuros sobre desempenho do sistema de freio, pois funciona como uma plataforma modular onde o desempenho e impacto de alterações dos componentes que integram o sistema pode ser avaliado no conjunto montado. Os objetivos do trabalho foram cumpridos, visto que foi possível construir a bancada, desenvolver e aplicar um controlador para o acionamento da bomba de vácuo, adquirir os dados dos sensores, testar o sistema e realizar uma avaliação inicial de desempenho do sistema de vácuo do servo freio e da sua influência no feeling pedal.

Os testes realizados mostram que a curva característica do servo freio se comporta como esperado quando são feitas alterações no nível de vácuo, mudando apenas o ponto de saturação do sistema, contudo não foi possível atingir o nível máximo de vácuo que se esperava com a bomba utilizada. As possíveis causas desse comportamento podem estar relacionadas com a potência da bomba, vazamentos no sistema e alimentação elétrica da bomba, para definir qual será a melhor estratégia para gerar o vácuo ideal no sistema novos testes devem ser realizados buscando otimizar ou alterar os pontos mencionados.

O resultado da avaliação de feeling pedal também se mostra em parte dentro dos critérios estabelecidos na literatura, contudo uma investigação mais detalhada sobre a desaceleração esperada do veículo e deslocamento do pedal deve ser feita. O cálculo de dinâmica de frenagem longitudinal realizado apresenta desacelerações altas em relação a força aplicada no pedal, visto que nas equações utilizadas as características físicas dos componentes do freio são muito relevantes, novos estudos podem ser feitos levando mais fatores em consideração. Em trabalhos futuros o levantamento das perdas de volume de cada etapa do sistema de freio será positiva para simulação do deslocamento do pedal de freio, para avaliação experimental do deslocamento completo do pedal os demais componentes que compõem o sistema como pinças de freio, discos, tambores e linhas hidráulicas devem ser montados na bancada.

O controlador on-off com histerese se mostrou adequado e efetivo para acionar a bomba, sua simplicidade de construção e aplicação são a base de sua robustez e confiabilidade. A simulação de funcionamento mostra que todos os estados lógicos de acionamento são atendidos, contudo a definição dos tempos em que a bomba está ligada ou em descanso, bem como do intervalo ideal de histerese podem ser mais bem avaliados com a

leitura do nível de vácuo do sistema com o controlador implementado, o que se mostra uma necessidade em trabalhos futuros. O estudo de controladores mais sofisticados, como o PID, também é uma oportunidade de trabalho para novos estudos com a bancada.

Em relação a instrumentação, a função de diagnóstico do nível de vácuo pode ser implementada facilmente, na página do projeto tecnomobile no github <https://github.com/Tecnomobele-FGA/Modulo-instrumentacao> verifica-se que já é possível ler dados como velocidade e nível de bateria enviados por meio do barramento CAN, utilizando o mesmo método de algoritmo atual é possível acrescentar o dado de nível de vácuo no barramento, já que o sinal do sensor já está implementado na bancada.

Por fim, verifica-se que a bancada de teste é adequada para realizar os testes do sistema de vácuo, por meio dela podem ser levantados dados relevantes para o desempenho esperado do veículo. Realizar uma avaliação em bancada antes da implementação do sistema no veículo também simplifica as análises, visto que segmenta os subsistemas do veículo em partes mais simples antes da integração. A bancada também abre espaço para estudos mais aprofundados do sistema de freio, ao integrar mais componentes na banca novos estudos nas áreas de frenagem regenerativa, deslocamento do pedal, sistemas de assistência sem vácuo e controladores como ABS e ESC podem ser realizados.

Referências

- AGUIRRE, L. A. *Introdução à Identificação de Sistemas: Técnicas lineares e não-lineares aplicadas a sistemas reais*. [S.l.]: UFMG, 2007. Citado na página 55.
- ARAÚJO, F. M. U. d. *Sistemas de controle*. 2007. Citado 2 vezes nas páginas 57 e 58.
- BELT, R. A. *Tesla Regen, Brakes and Sudden Acceleration*. 2020. Citado 3 vezes nas páginas 8, 44 e 45.
- BENTLEY, J. P. *Principles of Measurement Systems*: 4^a ed. [S.l.]: Pearson Education Limited, 2010. Citado na página 72.
- BOSCH, R. *Manual de tecnologia automotiva: Tradução da 25^a edição alemã*. São Paulo: Edgard Blücher, 2005. Citado 5 vezes nas páginas 8, 18, 19, 20 e 24.
- BOSCH, R. *Automotive Handbook*: 11th edition. Germany: John Wiley Sons Ltd, 2022. Citado 6 vezes nas páginas 9, 24, 33, 44, 45 e 46.
- CHEN, P. et al. Design and power assisted braking control of a novel electromechanical brake booster. In: . [S.l.: s.n.], 2018. v. 11. Citado 2 vezes nas páginas 44 e 45.
- DORF, R. C.; BISHOP, R. H. *Sistemas de Controle Modernos*. [S.l.]: LTC, 1998. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 54.
- DUARTE, J. V. C.; FIGUEIREDO, P. H. L. *DESENVOLVIMENTO DE ARQUITETURA ELETROELETRÔNICA PARA VEÍCULO DE PEQUENA ESCALA*. 2022. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 58.
- EBRAHIMI, K. et al. *Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles*. Third edition. [S.l.]: CRC Press, 2018. ISBN 9780429998249; 0429998244; 9780429504884; 0429504888. Citado 4 vezes nas páginas 9, 11, 50 e 52.
- ELS, R. H. v. *Resumo Executivo TECNOMOBILE - Tecnologia para promover a mobilidade elétrica do transporte coletivo*. 2018. Citado na página 14.
- GARDINALLI, G. J. *COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE FRENAGEM SIMULADA x EXPERIMENTAL DE UM VEÍCULO DE PASSEIO COM FREIOS HIDRÁULICOS E ABS*. 2005. Citado 3 vezes nas páginas 9, 64 e 65.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*: 11th edition. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. Citado 8 vezes nas páginas 9, 33, 47, 48, 51, 52, 53 e 54.
- HELLA. *HELLA*. 2023. Acessado em Dezembro, 2023. Disponível em: <<https://www.hella.com/microsite-electronics/en/Vacuum-pumps-43.html>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 84.
- HO, H. P. *The Influence of Braking System Component Design Parameters on Pedal Force and Displacement Characteristics. Simulation of a passenger car brake system, focusing on the prediction of brake pedal force and displacement based on the system*

- components and their design characteristics*. 2009. Citado 10 vezes nas páginas 8, 9, 14, 15, 21, 22, 24, 28, 59 e 62.
- KAWAGUCHI, H. *Comparação da análise de conforto de frenagem subjetiva X objetiva de um veículo de passeio*. 2005. Citado 6 vezes nas páginas 8, 23, 24, 28, 29 e 30.
- KHALIL, S. et al. Tecnomobelet – adaption of van for electric propulsion and design of steering, cooling and braking assistance subsystems. *26th ABCM International Congress of Mechanical Engineering, November 22-26, 2021. Florianópolis, SC, Brazil, 2021*. Citado 3 vezes nas páginas 9, 15 e 66.
- LIMPERT, R. *Brake Design and Safety, Third Edition*. [S.l.]: SAE International, 2011. Citado 13 vezes nas páginas 8, 9, 17, 21, 22, 27, 32, 33, 40, 59, 60, 61 e 62.
- MOORE, H. F. *Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS*. 2014. Citado na página 17.
- MORTIMER, R. G. et al. *Brake Force Requirement Study: Driver-Vehicle Braking Performance as a Function of Brake System Design Variables*. 1970. Citado 3 vezes nas páginas 8, 21 e 22.
- OGATA, K. *ENGENHARIA DE CONTROLE MODERNO*: 5^a ed. [S.l.]: Pearson Education Limited, 2005. Citado 5 vezes nas páginas 9, 54, 55, 56 e 57.
- PIETRO, R. D. *Freios Hidráulicos: Da física básica à dinâmica veicular, do sistema convencional aos sistemas eletrônicos*. São Paulo: Senai-SP Editora, 2014. Citado 18 vezes nas páginas 8, 17, 19, 20, 21, 23, 24, 25, 26, 29, 31, 33, 34, 35, 36, 37, 40 e 66.
- REIF, K. *Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems: Function, regulation and components*. [S.l.]: Springer Vieweg, 2014. Citado 16 vezes nas páginas 8, 23, 29, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, 41, 42 e 43.
- ROMBACH, M. et al. The vacuum-based brake booster for the next decade of mobility. *ATZ worldwide*, Springer, v. 122, n. 10, p. 48–53, 2020. Citado 3 vezes nas páginas 9, 46 e 47.
- SHARP, B. Duplo-circuito hidráulico, esse anjo da guarda. 2011. Disponível em: <<http://www.autoentusiastasclassic.com.br/2011/01/duplo-circuito-hidraulico-o-anjo-da.html>>. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 19.
- SILVA, J. C. D. S. *Estudo da influência do servofreio na sensação de pedal de freio para um veículo comercial de 3,5 toneladas*. 2018. Citado 4 vezes nas páginas 8, 21, 27 e 30.
- SUNDARARAJAN, D. *Control Systems*. [S.l.]: Springer, 2022. Citado na página 57.
- ZHANG, L.; RUAN, C.; MENG, D. *The Influence of Vacuum Booster Design Parameters on Brake Pedal Feel*. 2014. Citado na página 15.

Apêndices

APÊNDICE A – Algoritmo para gráfico de eficiência

```

%braking coefficients and braking efficiency
function B = brake(Wb,Wf,Fbg,CGH,Wr,Rbg,r,W);
clear all
clc

taxa = 0.3;           %taxa_corte
div_Pa = 100000;     %PA
Pmais = 100000;      %PA
Pcorte = 2000000;    %PA
Pmax = 9500000;      %PA

%Valores

Wb = 3.2;             % Entre eixos em metros
Wf = 1650;           % Peso no eixo dianteiro
Wr = 1650;           % Peso no eixo traseiro
W = 3300;            % Peso total do veículo
Fbg = 0.0005;        % Ganho do freio dianteiro - é a relação entre
%o torque e a pressão (torque/pressure) - Nm/Pa
Rbg = 0.0006;        % Ganho do freio traseiro - é a relação entre
%o torque e a pressão (torque/pressure) - Nm/Pa
h = 0.7574;          % Altura do centro de gravidade
g = 9.81;            % Aceleração da gravidade
r = 0.334;           % Raio efetivo do pneu
press_PA = 100000;

%Rear application pressure

while press_PA<Pmax

%if press_PA > Pcorte
%  pr = Pcorte +(taxa*(press_PA-Pcorte));
%  else
    pr = press_PA;
%end

```

```

%frontal and rear brake forces
Fxf = 2*Fbg*press_PA/r;
Fxr = 2*Rbg*pr/r;
Au = Fxf+Fxr;
%deceleration
Dx = (Au/W)/g;
%Frontal and rear axle loads
Au2 =(h/Wb)*(W/g)*Dx;
Au3 =(h/Wb)*(W/g)*Dx;
wf= Wf+Au2;
wr= Wr-Au3;
%Braking coefficients
uf= (Fxf/wf)/g;
ur= (Fxr/wr)/g;
%eficiencia
eff = Dx/uf;
efr = Dx/ur;
%Tabela
%fprintf('Pf %.2f| Pr %.2f| Ff %.2f| Fr %.2f| Dx %.3f| Mf %.2f| Mr %.2f|
%Uf %.2f| Ur %.2f| eff %.2f| efr %.2f\n', [press_PA/div_Pa,pr/div_Pa,Fxf,
%Fxr,Dx,wf,wr,uf,ur,eff,efr]);
%fprintf('\n');
fprintf('%.2f,%.2f,%.2f,%.2f,%.3f,%.2f,%.2f,%.2f,%.2f,%.2f\n',
press_PA/div_Pa,pr/div_Pa,Fxf,Fxr,Dx,wf,wr,uf,ur,eff,efr);
press_PA = press_PA+Pmais;
end
end

```

APÊNDICE B – Algoritmos em C++

Código On Off

```

#include<Arduino.h>

#define pin_sv A1
#define PWM_PIN 3

// Variaveis globais

// Variaveis de estado
int estado = 0;
float vac_medido;
int flag = 0;
bool motorativo = false;
// Valor positivo para o vácuo de referência em centímetros de Hg
float vac_ref = 30;
// Intervalo positivo de variação do vácuo
float intervalo_p = 2.0;
// Intervalo negativo de variação do vácuo
float intervalo_n = 2.0;
// Tempo máximo de operação da bobma em milisegundos
unsigned long tempo_ciclo_max = 5000;
// Tempo de espera para operação
int tempo_espera = 5000;
// Variavel para calcular tempo
unsigned long tempoinicial = 0;

// Inicialização da serial
void setup(){
  Serial.begin(115200);
  pinMode(pin_sv, INPUT);
  pinMode(PWM_PIN, OUTPUT);
  tempoinicial = millis();
}

int media_vac(int pin_sv){

```

```
int total = 0;
int amostras = 25;
for(int n=0; n< amostras;n++){
    total += analogRead(pin_sv);
    delay(10);
}
return total/amostras;;
}

// Função para adequar escala para centímetros de Hg
float calc_val_vac(){

int med_vac = media_vac(pin_sv);
float val_volts_vac = med_vac*5.0/1023;
//Valor ajustado a escala de centímetros de Hg
float cmHg = ((val_volts_vac*1000)-407.48)/-22.071;

return cmHg*-1;
}

void ligaMotor(){
    analogWrite(PWM_PIN, 255);
    tempoinicial = millis();
    motorativo = true;
    estado =1;
}

void desligaMotor(){
    analogWrite(PWM_PIN, 0);
    motorativo = false;
}

// Função para verificação dos valores
void debug(){

    Serial.print(vac_ref);
    Serial.print(",");
    Serial.print(vac_medido);
    Serial.print(",");
    Serial.print(motorativo);
    Serial.print(",");
    Serial.println(millis() - tempoinicial);
```

```
}

void loop() {

    vac_medido = calc_val_vac();

    if(vac_medido>=(vac_ref+intervalo_p)){
        motorativo = false;
        flag = 1;
        estado = 0;
    }
    if(vac_medido<=(vac_ref-intervalo_p) && !motorativo ){
        motorativo = true;
        flag = 2;
    }

    if(millis() - tempoinicial >= tempo_ciclo_max && motorativo){
        desligaMotor();
    }
    if(!motorativo && millis()-tempoinicial < tempo_ciclo_max && estado == 1){
        ligaMotor();
    }
    if(motorativo && millis()-tempoinicial
    < tempo_ciclo_max && estado == 0 && flag == 2){
        ligaMotor();
    }
    if(!motorativo && millis()-tempoinicial
    >= tempo_ciclo_max + tempo_espera && flag == 2){
        ligaMotor();
    }
    if(motorativo && flag == 1){
        desligaMotor();
    }

    //debug();
}
```

Código On Off simulado

```
#include<Arduino.h>
```

```
#define pin_sv A1
#define PWM_PIN 3

// Variaveis globais

// Variaveis de estado
int estado = 0;
float vac_medido;
int flag = 0;
bool motorativo = false;
// Valor positivo para o vácuo de referência em centímetros de Hg
float vac_ref = 30;
// Intervalo positivo de variação do vácuo
float intervalo_p = 5.0;
// Intervalo negativo de variação do vácuo
float intervalo_n = 5.0;
// Tempo máximo de operação da bobma em milisegundos
unsigned long tempo_ciclo_max = 1000;
// Tempo de espera para operação
int tempo_espera = 1000;
// Variavel para calcular tempo
unsigned long tempoinicial = 0;
unsigned long tempoinicial_geral = 0;
// Vac_sim
float vac_sim = 0.0;

// Inicialização da serial
void setup(){
    Serial.begin(9600);
    pinMode(pin_sv, INPUT);
    pinMode(PWM_PIN, OUTPUT);
    pinMode(A0, INPUT);
    tempoinicial = millis();
}

int media_vac(int pin_sv){
    int total = 0;
    int amostras = 25;
    for(int n=0; n< amostras;n++){
        total += analogRead(pin_sv);
        delay(10);
    }
}
```

```
    }
    return total/amostras;;
}

// Função para adequar escala para centímetros de Hg
float calc_val_vac(){

    int med_vac = media_vac(pin_sv);
    float val_volts_vac = med_vac*5.0/1023;
    //Valor ajustado a escala de centímetros de Hg
    float cmHg = ((val_volts_vac*1000)-407.48)/-22.071;

    return cmHg*-1;
}

void ligaMotor(){
    analogWrite(PWM_PIN, 255);
    tempoinicial = millis();
    motorativo = true;
    estado =1;
}

void desligaMotor(){
    analogWrite(PWM_PIN, 0);
    motorativo = false;
}

// Função para verificação dos valores
void debug(){

    Serial.print(vac_ref);
    Serial.print(",");
    Serial.print(vac_medido);
    Serial.print(",");
    Serial.print(motorativo);
    Serial.print(",");
    Serial.print(millis() - tempoinicial);
    Serial.print(",");
    Serial.println(millis() - tempoinicial_geral);
}

void loop() {
```

```
vac_sim = map(analogRead(A0),0,1023,0,42);

//vac_medido = calc_val_vac();
vac_medido = vac_sim;

if(vac_medido>=(vac_ref+intervalo_p)){
    motorativo = false;
    flag = 1;
    estado = 0;
}
if(vac_medido<=(vac_ref-intervalo_p) && !motorativo ){
    motorativo = true;
    flag = 2;
}

if(millis() - tempoinicial >= tempo_ciclo_max && motorativo){
    desligaMotor();
}
if(!motorativo && millis()-tempoinicial
< tempo_ciclo_max && estado == 1){
    ligaMotor();
}
if(motorativo && millis()-tempoinicial
< tempo_ciclo_max && estado == 0 && flag == 2){
    ligaMotor();
}
if(!motorativo && millis()-tempoinicial
>= tempo_ciclo_max + tempo_espera && flag == 2){
    ligaMotor();
}
if(motorativo && flag == 1){
    desligaMotor();
}

debug();
}
```

Código para levantamento de dados

```
#define pin_press A0
```



```
#define pinS A1
#define pin_pot A6
#define LOADCELL_DOUT_PIN A3
#define LOADCELL_SCK_PIN A2

#include "HX711.h"

HX711 scale;

float calibration_factor = -89000;

void setup() {
  Serial.begin(230400);
  pinMode(pin_press, INPUT);
  pinMode(pinS, INPUT);
  pinMode(pin_pot, INPUT);

  scale.begin(LOADCELL_DOUT_PIN, LOADCELL_SCK_PIN);
  scale.set_scale();
  scale.tare(); //Reset the scale to 0

  long zero_factor = scale.read_average(); //Get a baseline reading
  //Serial.print("Zero factor: ");
  //This can be used to remove the need to tare the
  scale. Useful in permanent scale projects.
  //Serial.println(zero_factor);
}

int analogMed3(int pin_pot){
  int total = 0;
  int amostras = 5;
  for(int n=0; n< amostras;n++){
    total += analogRead(pin_pot);
    delay(2);
  }
  return total/amostras;
}

int analogMed2(int pinS){
  int total = 0;
  int amostras = 5;
```

```
for(int n=0; n< amostras;n++){
    total += analogRead(pinS);
    delay(2);
}
return total/amostras;
}

int analogMed(int pin_press){
int total = 0;
    int amostras = 5;
    for(int n=0; n< amostras;n++){
        total += analogRead(pin_press);
        delay(2);
    }
    return total/amostras;
}

void loop() {

    scale.set_scale(calibration_factor); //Adjust to this
    calibration factor

    int val_med_press = analogMed(pin_press);
    int val_med_vac = analogMed2(pinS);
    int pot_value = analogMed(pin_pot);

    float val_volts_press = val_med_press*5.0/1023;
    float val_bar_press = ((val_volts_press-0.512)/0.0402);
    float val_volts_vac = val_med_vac*5.0/1023;
    //Serial.println(val_volts_vac);
    float cmHg = ((val_volts_vac*1000)-407.48)/-22.071;
    //int vac_percent = map(cmHg, 0, -76, 0, 100);
    float pot_voltage = pot_value*5.0/1023;
    float dist_pot = (0.981*pot_voltage+0.553)*10;
    int dist_ajust = map(dist_pot, 6.44, 60.0, 0.0, 60.0);
    float forca = abs(scale.get_units())*9.81;

    Serial.print(val_bar_press);
    Serial.print(" ");
    Serial.print(cmHg*-1);
    Serial.print(" ");
```

```
Serial.print(dist_pot);  
Serial.print(" ");  
Serial.print(forca, 2);  
Serial.println();  
}
```

Código para calibração da célula de carga

```
/*  
Example using the SparkFun HX711 breakout board with a scale  
By: Nathan Seidle  
SparkFun Electronics  
Date: November 19th, 2014  
License: This code is public domain but you buy me  
a beer if you use this and we meet someday  
(Beerware license).  
  
This is the calibration sketch. Use it to  
determine the calibration_factor that the main example uses. It also  
outputs the zero_factor useful for projects that  
have a permanent mass on the scale in between  
power cycles.  
  
Setup your scale and start the sketch WITHOUT a weight on the scale  
Once readings are displayed place the weight on  
the scale  
Press +/- or a/z to adjust the calibration_factor  
until the output readings match the known weight  
Use this calibration_factor on the example sketch  
  
This example assumes pounds (lbs). If you prefer  
kilograms, change the Serial.print(" lbs"); line  
kg. The  
calibration factor will be significantly different  
but it will be linearly related to lbs (1 lbs = 0.453592 kg).  
  
Your calibration factor may be very positive or  
very negative. It all depends on the setup of  
your scale system
```

and the direction the sensors deflect from zero state

This example code uses bogde's excellent library:

<https://github.com/bogde/HX711>

bogde's library is released under a GNU GENERAL PUBLIC LICENSE

Arduino pin 2 -> HX711 CLK

3 -> DOUT

5V -> VCC

GND -> GND

Most any pin on the Arduino Uno will be compatible with DOUT/CLK.

The HX711 board can be powered from 2.7V to 5V so the Arduino 5V power should be fine.

```
*/
```

```
#include "HX711.h" //This library can be obtained here http://librarymanager/All#Avia_HX711
```

```
#define LOADCELL_DOUT_PIN A3
```

```
#define LOADCELL_SCK_PIN A2
```

```
HX711 scale;
```

```
float calibration_factor = -89000; //-7050 worked for my 440lb max scale setup
```

```
void setup() {
```

```
  Serial.begin(9600);
```

```
  Serial.println("HX711 calibration sketch");
```

```
  Serial.println("Remove all weight from scale");
```

```
  Serial.println("After readings begin, place known
```

```
  weight on scale");
```

```
  Serial.println("Press + or a to increase calibration factor");
```

```
  Serial.println("Press - or z to decrease calibration factor");
```

```
scale.begin(LOADCELL_DOUT_PIN, LOADCELL_SCK_PIN);

scale.set_scale();
scale.tare(); //Reset the scale to 0

long zero_factor = scale.read_average(); //Get a baseline reading
Serial.print("Zero factor: "); //This can be used
to remove the need to tare the scale. Useful in permanent scale projects.
Serial.println(zero_factor);
}

void loop() {

scale.set_scale(calibration_factor); //Adjust
to
this calibration factor

Serial.print("Reading: ");
Serial.print(scale.get_units(), 1);
Serial.print(" kg"); //Change this to kg and
re-adjust the calibration factor if you follow
SI units like a sane person
Serial.print(" calibration_factor: ");
Serial.print(calibration_factor);
Serial.println();

if(Serial.available())
{
char temp = Serial.read();
if(temp == '+' || temp == 'a')
calibration_factor += 10;
else if(temp == '-' || temp == 'z')
calibration_factor -= 10;
}
}
```