



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO SERVOFREIO NA SENSAÇÃO DE PEDAL
DE FREIO PARA UM VEÍCULO COMERCIAL DE 3,5 TONELADAS**

JEAN CORY DE SOUZA SILVA

Belo Horizonte

2018

Jean Cory de Souza Silva

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO SERVOFREIO NA SENSAÇÃO DE PEDAL
DE FREIO PARA UM VEÍCULO COMERCIAL DE 3,5 TONELADAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Projetos Mecânicos

Orientador: Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutierrez

Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte

Escola de Engenharia UFMG

2018

S586e	<p>Silva, Jean Cory de Souza. Estudo da influência do servofreio na sensação de pedal de freio para um veículo comercial de 3,5 toneladas [manuscrito] / Jean Cory de Souza Silva. – 2018. 132 f., enc.: il.</p> <p>Orientador: Juan Carlos Horta Gutierrez.</p> <p>Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Apêndices: f.113-132.</p> <p>Inclui bibliografia.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Freios - Teses. 3. Veículos comerciais - Teses. I. Gutiérrez, Juan Carlos Horta. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621(043)</p>
-------	--



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário

31270-901 – Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3409.5145

E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO SERVOFREIO NA SENSAÇÃO DE
PEDAL DE FREIO PARA UM VEÍCULO COMERCIAL DE 3,5
TONELADAS"**

JEAN CORY DE SOUZA SILVA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**PROJETO E SISTEMAS**".

Dissertação aprovada no dia 13 de julho de 2018.

Por:

Prof. Juan Carlos Horta Gutierrez

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Danilo Amaral

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Pedro Bastos Costa

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

À minha esposa, meus pais e minha irmã.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Juan Carlos Horta Gutiérrez, pela oportunidade da orientação e confiança em mim depositada.

À UFMG, pela estrutura proporcionada aos estudos.

Ao Rafael Lucas, pelas discussões e suporte com análise de dados.

Aos meus pais, por compreender as necessárias ausências.

À minha esposa, pelo apoio incondicional. Obrigado pela compreensão, amor e carinho.

RESUMO

O presente trabalho é um estudo sobre a influência do conjunto servofreio e cilindro mestre na sensação de frenagem de um veículo comercial com peso bruto total de 3,5 toneladas. A sensação de frenagem pode ser entendida como a sensação experimentada pelo condutor desde o momento da aplicação da força no pedal de freio até a parada total do veículo ou até diminuir a velocidade a um nível desejado, e engloba tanto o conforto como a sensação segurança transmitida ao usuário. Outro termo comumente utilizado nesse caso é a sensação de pedal de freio, que se refere mais especificamente à relação entre os parâmetros do pedal de freio, como esforço de pedal e curso de pedal, com a desaceleração gerada durante a frenagem. Este estudo compara o desempenho de três distintos conjuntos de servofreio com cilindro mestre e foi baseado em uma avaliação objetiva complementada com uma avaliação subjetiva. A avaliação objetiva é composta por um modelamento matemático para simulação da frenagem do veículo, modelo este construído em um programa computacional em planilha de cálculo, e por testes experimentais. A avaliação subjetiva foi realizada com a participação de funcionários da montadora do veículo testado, os quais opinaram sobre o desempenho na frenagem dos servofreios atribuindo uma nota numa escala de 1 a 10. A comparação dos dados obtidos na simulação, nos testes experimentais e na avaliação subjetiva compõe a análise completa da sensação de pedal de freio. Os resultados mostraram que os parâmetros do servofreio podem afetar significativamente a sensação de pedal de freio e que seus efeitos são perceptíveis para a quase totalidade dos que conduziram os veículos. Dos servofreio testados, aquele que apresentou menor curso de pedal foi apontado com tendo a melhor sensação de pedal de freio por 81% dos participantes. O estudo dá ainda subsídio para novos projetos, principalmente pela utilização do modelo de simulação, visando encurtar prazos e custos com testes experimentais.

Palavras-chave: Sistema de freios; Sensação de pedal de freio; Sensação de frenagem; Servofreio; Dinâmica da frenagem.

ABSTRACT

The present work is a study on the influence of the brake booster and master cylinder assembly on the braking sensation of a commercial vehicle with a gross vehicle weight of 3.5 tons. The braking sensation can be understood as the feeling experienced by the driver from the moment the force is applied to the brake pedal to the total stop of the vehicle or to slow down the speed to a desired level, and encompasses both the comfort and the feeling of safety transmitted to the user. Another term commonly used in this case is the brake pedal feel, which refers more specifically to the relationship between the parameters of the brake pedal, such as pedal force and pedal travel, with the deceleration generated during braking. This study compares the performance of three different brake booster with master cylinder assemblies and was based on an objective evaluation supplemented with a subjective evaluation. The objective evaluation is composed by a mathematical modeling to simulate the braking of the vehicle, model built in a calculation spreadsheet computational program, and by experimental tests. The subjective evaluation was performed with the participation of employees of the vehicle manufacturer, who expressed their opinion about the braking performance of the brake boosters by assigning a rating on a scale of 1 to 10. The comparison of the data obtained in the simulation, in the experimental tests and in the subjective evaluation compose the complete analysis of the brake pedal feel. The results showed that the brake booster and master cylinder parameters can significantly affect the brake pedal feel and that its effects are perceptible to almost all those who drove the vehicles. Among the brake boosters tested, the one that presented shorter pedal travel was pointed as having the best brake pedal feel by 81% of the participants. This study even gives subsidy to new projects, mainly with the use of the simulation model, aiming at shortening time and cost with experimental tests.

Key words: Brake system; Brake pedal feel; Braking sensation; Brake booster; Braking dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de eixos de coordenadas SAE	24
Figura 2 - Força de resistência devido à inclinação da pista	26
Figura 3 - Forças de resistência ao rolamento	26
Figura 4 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento (a) com a pressão de insuflagem, (b) com o diâmetro do pneu	28
Figura 5 - Mecanismos de contato pneu-pavimento.....	31
Figura 6 - Deformação do pneu e origem do escorregamento	32
Figura 7 - Forças atuantes no pneu durante uma frenagem em curva.....	33
Figura 8 - Coeficiente de aderência em função do escorregamento	33
Figura 9 - Freio a tambor: 1) tambor de freio, 2) cilindro de freio, 3) sapata, 4) lona de freio.....	35
Figura 10 - Exemplos de freio a disco	36
Figura 11 - Freio a disco com acionamento pneumático	37
Figura 12 - Sistema de freio hidráulico convencional	38
Figura 13 - Tipos de ligações de circuitos de freio	40
Figura 14 - Exemplo de servofreio em corte.....	41
Figura 15 - Mecanismo de acionamento do servofreio com o pedal em repouso	42
Figura 16 - Mecanismo de acionamento do servofreio com o pedal de freio levemente pressionado	43
Figura 17 - Mecanismo de acionamento do servofreio multiplicando a força aplicada ao pedal de freio acionado.....	44
Figura 18 - Curva característica do servofreio	44
Figura 19 - Cilindro mestre convencional	47
Figura 20 - Danos nos lábios da gaxeta de vedação em um cilindro mestre convencional durante atuação do ABS	48
Figura 21 - Cilindro mestre com válvula central	49
Figura 22 - Conjunto do pedal de freio	50
Figura 23 - Relação de pedal	50
Figura 24 - Diagrama de corpo livre de um veículo sob frenagem	56
Figura 25 - Forças de frenagem máximas para cada eixo em função da desaceleração e da aderência	60

Figura 26 - Faixa ótima de ganho de força de pedal	62
Figura 27 - Curvas de tempo de resposta de sistema de freio para comparação de (a) nível de ganho (inclinação das curvas) e (b) linearidade do ganho (linearidade das curvas)	65
Figura 28 - Otimização da pressão de atuação dos freio e torques de frenagem	67
Figura 29 - Comparativo de Pressão hidráulica x Esforço de pedal.....	78
Figura 30 - Comparativo de Desaceleração x Esforço de pedal	79
Figura 31 - Comparativo de Desaceleração x Curso de pedal	80
Figura 32 - Comparativo de Esforço de pedal x Curso de pedal	81
Figura 33 - Influência do diâmetro do cilindro mestre no esforço de pedal	82
Figura 34 - Influência do diâmetro do cilindro mestre no curso de pedal	82
Figura 35 - Influência da relação do servofreio no esforço de pedal	83
Figura 36 - Influência da relação do servofreio no esforço de pedal	84
Figura 37 - Efeito da alteração do diâmetro do cilindro mestre e relação do servofreio no ponto de saturação	85
Figura 38 - Plotagem de efeitos principais para esforço de pedal.....	87
Figura 39 - Plotagem de efeitos principais para o curso de pedal.....	88
Figura 40 - Influência do ponto de abertura de válvula na sensação de pedal de freio	89
Figura 41 - Curva de Pressão hidráulica x Esforço de pedal com veículo estático para o servofreio tipo CS-11”	90
Figura 42 - Curva de Pressão hidráulica x Esforço de pedal com veículo estático para o servofreio tipo CSME-11”	90
Figura 43 - Curva de Pressão hidráulica x Esforço de pedal com veículo estático para o servofreio tipo CD-10”	91
Figura 44 - Médias das pressões geradas na linha de freio em função do esforço de pedal, por servofreio	92
Figura 45 - Médias das pressões geradas na linha de freio em função do curso de pedal, por servofreio.....	92
Figura 46 - Resultado do teste Tukey- <i>pairwise comparison</i> para um nível de esforço de pedal de 25N	94
Figura 47 - Plotagem simultânea dos intervalos de confiança do teste de Tukey para um nível de esforço de 25N	94

Figura 48 - Gráfico tipo boxplot para um nível de esforço de pedal de 50N.....	95
Figura 49 - Gráfico tipo boxplot para um nível de esforço de pedal de 100N...	96
Figura 50 - Curvas experimentais comparativas de Desaceleração x Esforço de pedal para condição de veículo carregado.....	98
Figura 51 - Curvas experimentais comparativas de Desaceleração x Curso de pedal para condição de veículo carregado.....	99
Figura 52 - Curvas experimentais comparativas de Esforço de pedal x Curso de pedal para condição de veículo carregado.....	99
Figura 53 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do esforço de pedal para o servofreio tipo CD-10”	100
Figura 54 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do esforço de pedal para o servofreio tipo CSME-11”	100
Figura 55 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do esforço de pedal para o servofreio tipo simples CS-11”	101
Figura 56 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do curso de pedal para o servofreio tipo CD-10”	102
Figura 57 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do curso de pedal para o servofreio tipo CSME-11”	102
Figura 58 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do curso de pedal para o servofreio tipo CS-11”	103
Figura 59 - Médias das notas da avaliação subjetiva com respectivos IC's para os servofreios CS-11" e CD-10"	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Contribuição das fontes de arrasto aerodinâmico	29
Tabela 2 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico por tipo de veículo.....	29
Tabela 3 - Valores típicos de aderência longitudinal	34
Tabela 4 - Cálculo do Índice de Satisfação de Frenagem.....	63
Tabela 5 - Especificações dos servofreio	72
Tabela 6 - Dados do veículo.....	74
Tabela 7 – Escala de notas da avaliação subjetiva.....	77
Tabela 8 - Resultado da regressão linear múltipla para esforço de pedal.....	87
Tabela 9 - Resultado da regressão linear múltipla para curso de pedal.....	88
Tabela 10 - Análise de variância da pressão média gerada por servofreio para um nível de esforço de pedal de 25N.....	94
Tabela 11 - Resultado Teste-t de duas amostras em par para médias das notas da avaliação subjetiva dos servofreio CS-11" e CD-10".....	106

LISTA DE SÍMBOLOS

R_{θ}	Força de resistência devida à inclinação da pista
W	Peso do veículo
Θ	Ângulo de inclinação da pista
R_r	Força de resistência ao rolamento
R_{rf}	Força de resistência ao rolamento das rodas dianteiras
R_{rr}	Força de resistência ao rolamento das rodas traseiras
f_r	Coefficiente de resistência ao rolamento
R_a	Força de Resistência Aerodinâmica
C_a	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
ρ	Densidade do ar
A	Área frontal projetada do veículo
V_a	Velocidade relativa entre o veículo e o ar
R_i	Força de resistência devida à inércia
a	Aceleração
m	Massa do veículo
γ_b	Coefficiente de inércia das partes rotativas
I	Momento de inércia
r	Raio dinâmico do pneu
n	Número de elementos em rotação do sistema de transmissão e rodas
ξ	Relação de transmissão
μ	Coefficiente de aderência entre pneu e pavimento
μ_o	Máxima valor de coeficiente de aderência disponível entre pneu e pavimento
μ_s	Coefficiente de aderência dinâmico entre pneu e pavimento

B	Relação de assistência do servofreio
F_p	Força aplicada no pedal de freio
l_p	Relação de alavanca do pedal de freio
F_A	Força de assistência do servofreio
p_L	Pressão na linha de freio
η_p	Eficiência do pedal de freio
A_{mc}	Área de seção transversal do cilindro mestre
V_{BL}	Absorção volumétrica dos tubos de freio
K_{BL}	Coeficiente de perda de volume
L	Comprimento
D	Diâmetro externo do tubo de freio
t	Espessura da parede do tubo de freio
E	Módulo de elasticidade
V_{BH}	Absorção volumétrica dos flexíveis de freio
V_{MC}	Absorção volumétrica do cilindro mestre
K_{mc}	Coeficiente de perda de volume do cilindro mestre
V_c	Absorção volumétrica da pinça de freio
K_c	Coeficiente de perda de volume na pinça de freio
d_{wc}	Diâmetro do pistão da pinça de freio
V_p	Absorção volumétrica de fluido de freio pela compressão das pastilhas de freio
A_{wc}	Área do pistão da pinça de freio
C_s	Fator de compressibilidade da pastilha de freio
V_A	Volume ativo de fluido de freio
V_o	Volume de fluido de freio com as pastilhas novas

w	Fator de aumento do deslocamento das pastilhas pelo desgaste
V_{FL}	Absorção volumétrica devido à compressão do fluido de freio
C_{FL}	Fator de compressibilidade do fluido de freio
S_p	Curso do pedal de freio
l_o	Curso morto do cilindro mestre
a_x	Aceleração longitudinal
D_x	Desaceleração longitudinal
F_{xf}	Força de frenagem no eixo dianteiro
F_{xr}	Força de frenagem no eixo traseiro
D_a	Arrasto aerodinâmico
F_{xt}	Forças totais para desaceleração do veículo na direção longitudinal
V	Velocidade do veículo
V_o	Velocidade inicial
V_f	Velocidade final
t	Tempo
g	Aceleração da gravidade
X	Distância
SD	Distância de parada
W_{fs}	Carga estática no eixo dianteiro
W_{rs}	Carga estática no eixo traseiro
W_d	Transferência dinâmica de carga

LISTA DE ABREVIATURAS

ABS	Sistema antitravamento dos freios (<i>Anti-lock Braking System</i>)
BA	Assistência de frenagem (<i>Braking assistance</i>)
BBW	Sistema de freios eletro-hidráulico (<i>Brake-By-Wire</i>)
CG	Centro de gravidade
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
EBD	Distribuição eletrônica de frenagem (<i>Electronic Brake Distribution</i>)
ESC	Controle eletrônico de estabilidade (<i>Electronic Stability Control</i>)
HDC	Controle de descida em rampa (<i>Hill Descent Control</i>)
NBR	Norma Brasileira
PBT	Peso bruto total
SAE	Sociedade dos Engenheiros Automotivos (<i>Society of Automotive Engineers</i>)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Objetivos	21
1.2 Justificativa	22
1.3 Estrutura do trabalho.....	22
2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA	24
2.1 Fundamentos da Dinâmica Veicular	24
2.1.1 Forças de Resistência ao Movimento	25
2.1.2 Pneus.....	30
2.2 O sistema de freios	34
2.2.1 Freio a tambor	35
2.2.2 Freio a disco	36
2.3 O sistema de freio hidráulico e seus componentes.....	37
2.3.1 Servofreio	40
2.3.2 Cilindro mestre.....	46
2.3.3 Pedal de freio.....	49
2.3 Modelamento matemático do sistema de freio.....	51
2.3.1 Servofreio	51
2.3.2 Curso do pedal de freio.....	52
2.3.3 Dinâmica da frenagem.....	56
2.3.4 Força de frenagem.....	58
2.3.5 Distribuição das forças de frenagem.....	59
2.4 Conforto na frenagem	60
2.4.1 Avaliação objetiva e subjetiva da sensação de pedal de freio	61
2.4.2 Influências dos componentes do sistema de freio hidráulico na sensação de pedal de freio.....	67

3 METODOLOGIA.....	72
3.1 Avaliação objetiva	73
3.1.1 Modelamento matemático de simulação da sensação de pedal de freio.....	73
3.1.2 Ensaio experimentais em veículo.....	74
3.1.3 Correlação entre modelo matemático e testes experimentais	76
3.2 Avaliação subjetiva	76
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	78
4.1 Resultados da avaliação objetiva.....	78
4.1.1 Resultados da simulação.....	78
4.1.1.1 Influência do diâmetro do cilindro mestre	81
4.1.1.2 Influência da relação de assistência do servofreio	83
4.1.1.3 Regressão linear múltipla	85
4.1.1.4 Influência do ponto de abertura de válvula	88
4.1.2 Resultados das provas experimentais	89
4.1.2.1 Levantamento de curvas de pressão na linha de freio com veículo estático	89
4.1.2.2 Análise de variância	91
4.1.2.3 Levantamento das curvas de sensação de pedal de freio – provas dinâmicas	97
4.1.3 Correlação entre modelo matemático e curvas experimentais	100
4.2 Resultado da avaliação subjetiva.....	104
5 CONCLUSÕES	107
REFERÊNCIAS.....	109
APÊNDICE A – Tabela de dados de pressão média gerada por servofreio por nível de esforço de pedal	113
APÊNDICE B – Resultados da ANOVA e Teste Tukey por nível de esforço de pedal	114

APÊNDICE C – Tabela de dados de pressão média gerada por servofreio por nível de curso de pedal	124
APÊNDICE D - Resultados da ANOVA e Teste Tukey por nível de curso de pedal	125

1 INTRODUÇÃO

A experiência da frenagem é um dos fatores mais importantes vivenciados por um condutor de um automóvel no dia a dia, seja ele um carro de passeio ou um veículo comercial, como um caminhão ou ônibus. A sensação resultante da frenagem permite ao condutor ter uma percepção do desempenho do sistema de freio, que se traduz na percepção de conforto e, talvez principalmente, de segurança. Também por isso, o desempenho dos freios é um fator muito importante para as montadoras, que sempre buscam evoluções para o sistema, implementando novas tecnologias, como o sistema antibloqueio das rodas (ABS), controle de estabilidade e, mais recentemente, os sistemas de frenagem autônoma, por exemplo, o que afeta diretamente a maneira com a qual o usuário interage com o veículo.

O sistema de freios de um veículo deve cumprir requisitos mínimos de desempenho, estabelecidos por normas regulamentadoras definidas por órgãos governamentais que regulam o trânsito em seus países, como, por exemplo, a resolução ECE R13 da *Economic Commission for Europe* (ECE) na União Europeia, a resolução 126 da *Federal Motor Vehicle Safety Standards* (FMVSS), nos Estados Unidos e a resolução 519 do Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), no Brasil. Estes requisitos são entendidos como requisitos mínimos os quais os veículos devem atender para que possam trafegar com segurança, não só para o condutor e passageiros, como também para pedestres e outros veículos que circulam nas vias. Como exemplos desses requisitos estão o atendimento de determinadas desacelerações e distâncias de parada em condições normais e em situações simulando uma falha no sistema, limites de esforços para acionamento do pedal de freio e alavanca de freio de estacionamento, entre outros.

Historicamente, o atendimento destes requisitos foi o objetivo principal nos projetos de sistemas de freios (EBERT e KAATZ, 1994; KAWAGUCHI, 2005; KOWALSKI e EBERT, 1993). Porém, as normas citadas nada mencionam a respeito de parâmetros ligados à percepção do motorista com relação à sensação da frenagem, e nem garantem que esta percepção será necessariamente agradável.

A sensação de frenagem pode ser entendida como a sensação que o condutor experimenta durante o ato de frear o veículo, que vai desde o momento da aplicação de força no pedal de freio até a parada do veículo ou até reduzir a velocidade ao nível desejado, e engloba tanto o conforto quanto a percepção de segurança. Outro termo muito usado nesse caso é a sensação de pedal de freio, que se refere mais especificamente à relação entre as propriedades do pedal de freio, como curso do pedal e esforço de pedal, com a desaceleração gerada durante a frenagem.

Pensando no conceito atual e abrangente de Qualidade, a simples ausência de defeitos já não é tratada como vantagem, mas como premissa. Com isso, e dada a altíssima competitividade no setor, itens subjetivos da percepção do cliente, como a sensação de frenagem, por exemplo, tornam-se o diferencial do produto ou da marca, sendo cada vez mais decisivos no momento da compra, ou mais ainda, na decisão de uma segunda compra. O atendimento dessas expectativas pode resultar no sucesso ou fracasso de vendas de um veículo (KAWAGUCHI, 2005).

O comportamento do veículo durante a frenagem é um resultado das características do sistema de freio como um todo, ou seja, da interação entre os diversos componentes do sistema. Contudo, cada componente individualmente pode afetar a sensação de frenagem de alguma forma, dependendo de suas características. A absorção volumétrica do sistema (influenciada pelas mangueiras flexíveis, pinça de freio, pastilhas de freio, por exemplo), dimensionamento dos componentes, compressibilidade e valor do coeficiente de atrito dos materiais de atrito, relação do pedal de freio, são exemplos de fatores de influência. Mas um componente que influencia fortemente na sensação de frenagem para um veículo com sistema de freio hidráulico, com freios a disco, é o servofreio (BASCH et al, 2002). Dependendo de suas características, o servofreio pode provocar uma frenagem inicial mais ou menos “agressiva”, variar a progressividade da frenagem e afetar diretamente na sensação do pedal. Adicionalmente a isso, somam-se os fatores subjetivos da percepção individual, que vão desde aspectos anatômicos e/ou ergonômicos até o gosto pessoal do usuário. Portanto, entender os efeitos das características desses componentes

na dinâmica da frenagem pode auxiliar na definição dos parâmetros a serem considerados no projeto do freio

Essa combinação de fatores se torna um grande desafio para os engenheiros no projeto do sistema de freio. E talvez uma das maiores dificuldades esteja no fato de ter que transformar as opiniões e expectativas dos clientes em parâmetros ou dados mensuráveis de projeto, que normalmente são dados numéricos, ou seja, objetivos. Na tentativa de objetivar esses parâmetros, a sensação de pedal de freio quase sempre é traduzida em termos de esforço e curso de pedal e da resultante desaceleração do veículo.

1.1 Objetivos

Objetivo principal:

O objetivo principal deste trabalho é realizar um estudo sobre os efeitos das características construtivas de um servofreio e cilindro mestre na sensação de frenagem, correlacionando com a sensação de pedal de freio para o condutor através da relação entre esforço de acionamento e curso de pedal com a desaceleração do veículo.

Objetivos específicos:

- Construir um modelo matemático representativo do sistema de freio utilizando o MS Excel para obtenção de curvas que correlacionem o esforço de acionamento e deslocamento do pedal com a desaceleração do veículo.
- Executar os cálculos teóricos variando os parâmetros do servofreio para entender seus efeitos na sensação de pedal de freio.
- Realizar testes veiculares para validar o modelo.
- Realizar uma avaliação subjetiva, baseada em uma escala de notas para relacionar os resultados com a percepção do condutor sobre a sensação de frenagem.

1.2 Justificativa

A alta competitividade no setor automotivo tem exigido grande esforço das montadoras no sentido de desenvolver a melhor relação entre desempenho (no caso dos freios, atendimento aos requisitos mínimos legais), custo e qualidade. Aliado a isso existe uma demanda por parte de alguns clientes de uma montadora de veículos comerciais para a melhoria na resposta do sistema de freio do veículo em estudo.

Uma maneira de se tentar entender e/ou prever o desempenho de um sistema ou componente, nesse caso o servofreio, é através da construção de modelos para representar a realidade, reduzindo (ou muitas vezes eliminado) a necessidade de testes experimentais em veículo, que normalmente apresentam custo elevado. A construção de tal modelo é uma das propostas desse trabalho, bem como a realização de testes para validar o modelo. Com essa proposta pretende-se compreender melhor a influência do componente no conforto durante a frenagem, permitindo atender melhor as demandas dos usuários.

Este estudo se justifica pela necessidade de entender a influência dos componentes do sistema de freio, nesse caso o servofreio e cilindro mestre, nos parâmetros relacionados à sensação de pedal de freio, quais sejam esforço e curso de pedal e desaceleração do veículo. Esse estudo se baseará em uma parte objetiva, através de métodos de simulação computacional e ensaios experimentais em veículo por um lado, e uma parte subjetiva sobre a sensação de pedal de freio por outro lado.

1.3 Estrutura do trabalho

O trabalho está estruturado da seguinte maneira:

No capítulo 1 encontra-se uma introdução sobre o tema, bem como os objetivos do trabalho, sua justificativa e estrutura.

O capítulo 2 traz uma revisão de literatura, abordando os conceitos básicos da dinâmica veicular, do sistema de freio e seus principais componentes e sua

descrição e função dentro do sistema, assim como as equações básicas que regem a dinâmica da frenagem.

Ainda no capítulo 2, serão abordados também os aspectos relativos ao conforto na frenagem, relacionando os resultados de trabalhos de diversos autores sobre o tema, apresentando o estado da arte.

O capítulo 3 descreve a metodologia adotada para este estudo, o modelo e o programa computacional utilizados, os procedimentos de ensaios e características do veículo utilizado para o estudo de caso proposto.

O capítulo 4 mostra os resultados obtidos na simulação, nos testes experimentais e na avaliação subjetiva e apresenta a análise dos dados, bem como a discussão sobre as correlações entre eles.

No capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho.

Ao final são apresentadas as referências e materiais complementares nos Apêndices.

2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

2.1 Fundamentos da Dinâmica Veicular

A dinâmica veicular estuda a origem e os efeitos das forças atuantes no movimento de veículos e de suas partes. Essas forças são transmitidas para o veículo principalmente através da área de contato entre pneu e pavimento. A dinâmica veicular trata também do desempenho, dirigibilidade, segurança e conforto individualmente e também das relações de compromisso entre eles (GIORIA, 2008).

Os movimentos são referenciados em um sistema de coordenadas ortogonal fixado no centro de gravidade (CG) do veículo, conforme convenção de eixos da SAE (GIORIA, 2008), mostrado na Figura 1. O centro de gravidade é um ponto, real ou imaginário, onde a massa de todos os componentes do veículo pode ser considerada concentrada (BASTOS, 2016). Rêgo (2011) comenta que um veículo motorizado é composto por um grande número de componentes, mas que para muitas das análises mais elementares, pode-se considerar que todos os componentes se movem em conjunto. O autor afirma que para as manobras de aceleração, frenagem e a maioria das análises de mudança de direção, é suficiente representar o veículo como uma massa concentrada localizada no seu CG, com propriedades adequadas de massa e inércia.

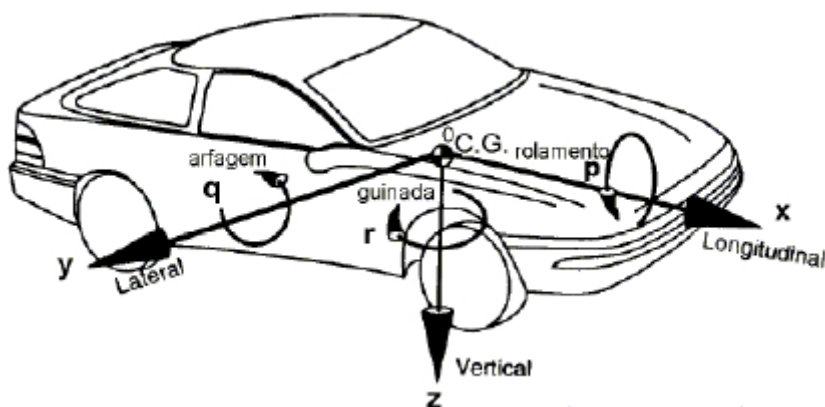


Figura 1 - Sistema de eixos de coordenadas SAE (GIORIA, 1992)

A dinâmica veicular é comumente dividida em três áreas:

- Lateral: estuda a estabilidade e o comportamento do veículo em condições de esterçamento em baixa, ou alta velocidade. Envolve o movimento lateral (y), e as rotações em torno de z (guinada) e x (rolamento). As coordenadas são indicadas na Figura 1.
- Vertical: estuda os movimentos verticais (z) e as rotações em torno de x (rolamento) e y (arfagem), em função das irregularidades da pista. Nessa área a segurança e o conforto são levados em consideração.
- Longitudinal: estuda os movimentos longitudinais (x) e as rotações em torno de (y), em função dos torques aplicados durante a aceleração, ou durante a frenagem do veículo. São considerados os desempenhos em aceleração e frenagem, e a capacidade de vencer rampas.

2.1.1 Forças de Resistência ao Movimento

As forças de resistência ao movimento são forças que contribuem para a desaceleração do veículo, quais sejam: força devido à inclinação da pista, força de resistência ao rolamento, força de resistência aerodinâmica, as forças de inércia e força de resistência do sistema de transmissão (GIORIA, 2008). A seguir, são apresentados, resumidamente, os conceitos dessas forças de resistência ao movimento.

Força devido à inclinação da pista

A força peso pode contribuir ou prejudicar o desempenho do veículo na frenagem dependendo da inclinação da pista e do sentido em que o veículo trafega (aclive ou declive). A Figura 2 ilustra essa condição. O efeito da inclinação da pista é considerado através da componente da força peso projetada na direção paralela ao solo. Considerando o ângulo Θ de inclinação da pista, a força de resistência devida a essa inclinação, R_{θ} , pode ser definida como (GIORIA, 2008):

$$R_{\theta} = - W \cdot \text{sen}(\Theta) \quad (2.1)$$

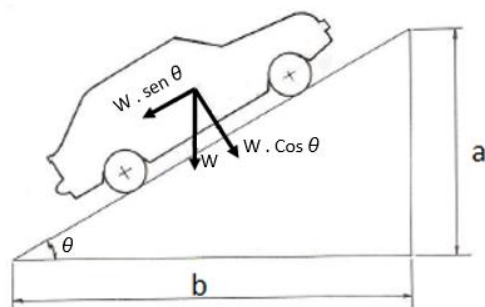


Figura 2 - Força de resistência devido à inclinação da pista (CANALE, 1989)

Força de Resistência ao Rolamento

As forças de resistência ao rolamento se originam pela perda de energia decorrente da deformação dos pneus. Essas forças estão representadas na Figura 3. Os principais fatores que contribuem para isso são (CLARK e DODGE, 1979 *apud* GIORIA, 2008):

- Atrito ou escorregamento entre pneu e pavimento;
- Arrasto do ar dentro e fora do pneu;
- Perdas por histerese do material do pneu.

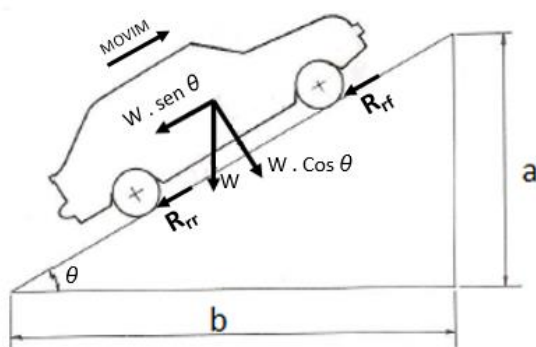


Figura 3 - Forças de resistência ao rolamento (CANALE, 1989)

Considerando o veículo como um todo, a força de resistência ao rolamento, R_r , é a soma das resistências de todas as rodas:

$$R_r = R_{rf} + R_{rr} = f_r \cdot W \cdot \cos(\theta) \quad (2.2)$$

Onde f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento, um fator adimensional que expressa os efeitos de propriedades do material do pneu e interface pneu-

pavimento. A seguir, alguns dos principais fatores que influenciam na resistência ao rolamento (GIORIA, 2008).

Fatores que influenciam na resistência ao rolamento:

Segundo Gillespie (1992), a temperatura pode ter um efeito significativo na resistência ao rolamento, pois boa parte da resistência em superfícies pavimentadas vem da deformação e perda de energia do material do pneu. A resistência é maior quando os pneus partem de condições de temperatura ambiente do que quando aquecidos até as temperaturas de operação. O aquecimento dos pneus faz aumentar a temperatura do ar em seu interior, o que contribui para diminuição da deformação e conseqüentemente diminuição da resistência ao rolamento. Para veículos de passeio essa redução é de cerca de um terço da resistência ao rolamento inicial (CLARK e DODGE, 1979 *apud* GIORIA, 2008).

A pressão de insuflagem dos pneus determina a elasticidade do pneu e, em combinação com o carregamento, determina a deflexão das paredes laterais e a área de contato pneu-pavimento. A pressão de insuflagem também afeta a resistência ao rolamento. Em superfícies macias, como areia, pressões de insuflagem mais altas resultam em maior penetração do pneu no solo e, portanto, maior resistência. Já pressões de insuflagem menores, ao mesmo tempo que diminuem a penetração, aumentam a flexão do pneu (Figura 4a) (GIORIA, 2008).

Gioria (2008) comenta que o coeficiente de resistência é diretamente proporcional à velocidade do veículo por causa do aumento do trabalho de flexão e da vibração do corpo do pneu. Salaria também que rodas transferindo forças de tração ou frenagem produzem resistência ao rolamento maiores devido ao escorregamento parcial do pneu e ao atrito dinâmico resultante. Forças laterais produzem o mesmo efeito.

Ainda segundo Gioria (2008), existem também outros fatores relacionados ao material e projeto do pneu. Por exemplo, a Figura 4b mostra a variação do coeficiente com o diâmetro do pneu.

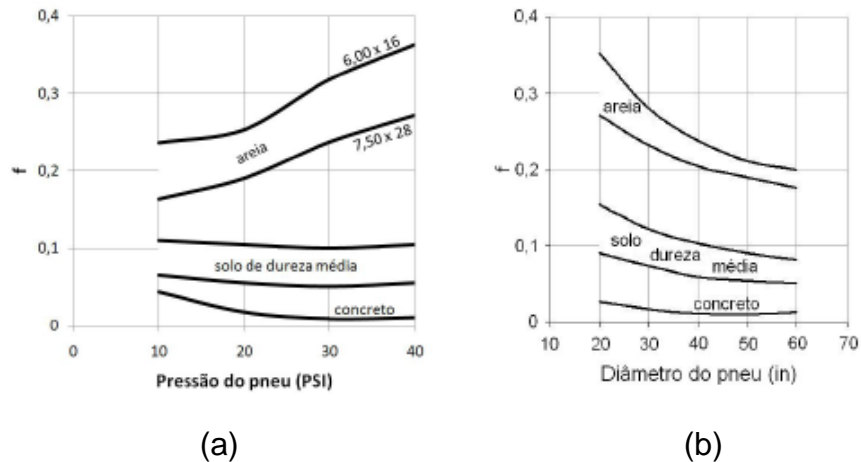


Figura 4 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento (a) com a pressão de insuflagem, (b) com o diâmetro do pneu. (Adaptado de GIORIA, 2008)

Força de Resistência Aerodinâmica

O efeito aerodinâmico na resistência ao rolamento dos veículos tem origem em três fatores (VIVEROS, 2010):

- Atrito do ar com as laterais do veículo;
- Fluxo de ar através do automóvel para refrigeração ou ventilação;
- Forma aerodinâmica do corpo.

As forças aerodinâmicas interagem com o veículo causando não só arrasto (força de resistência) como também força de sustentação ou compressão no solo, momentos de guinada, arfagem e rolagem. Como o fluxo de ar sobre um corpo é muito complexo, surgiu a necessidade de se desenvolver modelos semi-empíricos para representar esse fenômeno. Gillespie (1992) propõe seguinte equação para determinar a resistência aerodinâmica, R_a :

$$R_a = 0,5 \cdot C_a \cdot \rho \cdot A \cdot V_a^2 \quad (2.3)$$

onde A é área frontal projetada do veículo, ρ é a densidade do ar, V_a é a velocidade relativa entre o veículo e o ar, e C_a é o coeficiente de arrasto aerodinâmico, que depende basicamente da forma do corpo que está exposto ao fluxo de ar.

Eger (2007) apresenta a seguinte tabela que relaciona a contribuição das fontes para o arrasto aerodinâmico.

Tabela 1 - Contribuição das fontes de arrasto aerodinâmico (EGER, 2007)

Fontes de Resistência	Contribuição [%]
Forma	55%
Faróis, frisos, antenas, espelhos, calhas, etc.	29%
Parte inferior do chassis	8%
Tomada de ar para motor e habitáculo	8%

Gioria (2008) apresenta uma tabela com os valores comumente encontrados de C_a dependendo dos tipos de veículos.

Tabela 2 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico por tipo de veículo (GIORIA, 2008)

Veículo	C_a
Carros passageiros	0,25 - 0,45
Conversíveis	0,60 - 0,70
Carros de corrida	0,20 - 0,30
Ônibus	0,60 - 0,70
Caminhão	0,80 - 1,00
Motocicleta	1,3

Forças de Inércia

O movimento de translação do veículo também implica no movimento de rotação do sistema de geração e transmissão de torque para as rodas motrizes. Pode-se definir o fator γ_b , que multiplicado pela massa e aceleração do veículo, expressa o efeito da resistência ao rolamento devido à inércia das partes rotativas, denota R_i (CANALE, 1989).

$$R_i = a \cdot m \cdot \gamma_b \quad (2.4)$$

$$\gamma_b = 1 + \frac{1}{m} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n I_i \xi_i^2}{r^2} \quad (2.5)$$

onde γ_b é o coeficiente de inércia das partes rotativas, m é a massa do veículo, a é a aceleração, I é o momento de inércia, r é o raio dinâmico dos pneus, ξ é a relação de transmissão, n é o número de elementos em rotação do sistema de transmissão e rodas. O fator γ_b assume valores altos principalmente nas primeiras marchas. Isso significa que nas simulações é importante se considerar pelo menos a inércia do motor, do volante do motor e das rodas do veículo (VIVEROS, 2010).

Resistência da transmissão

A resistência da transmissão é gerada pelos atritos internos das partes do sistema de transmissão e representa a parcela da potência perdida no processo de transmissão do torque do motor para as rodas, passando pela caixa de câmbio e diferencial. Geralmente é expressa em termos da eficiência “ η_t ” do sistema, que pode ser medida experimentalmente. Este fator deve ser considerado em simulações de frenagem e emergência, quando se considera o efeito de retardo do motor com o veículo engrenado em determinada marcha.

2.1.2 Pneus

Tamanho é a importância dos pneus na dinâmica veicular e conseqüentemente na frenagem, assunto deste trabalho, que estes merecem um tópico dedicado. Nos veículos, o controle primário e as forças de distúrbio aplicadas no veículo, com exceção das forças aerodinâmicas, são geradas na área de contato entre pneu e pavimento. De acordo com Gillespie (1992), o pneu tem essencialmente três funções:

- Suportar o carregamento vertical;
- Desenvolver forças longitudinais de aceleração e frenagem;
- Desenvolver forças laterais.

Frequentemente, quando se discute o mecanismo de contato pneu-pavimento, é costume estabelecer uma imediata comparação entre as forças que agem nesta fronteira com do atrito de *Coulomb*. Na verdade, não é rigorosamente correto afirmar que as forças de contato entre o solo e o pneu, com destaque especial para as forças de tração e de frenagem, sejam simplesmente forças de atrito (GARDINALLI, 2005). Assim, quando se estuda o acoplamento entre solo e pavimento, normalmente substitui-se o termo “*coeficiente de atrito*” por “*coeficiente de adesão*” ou simplesmente “*aderência*”, ainda que se utilize para a aderência a mesma simbologia universalmente utilizada para o coeficiente de atrito, ou seja, a letra grega “ μ ”.

Segundo Gillespie (1992), o complexo acoplamento entre o pneu e o pavimento se dá baseado em 2 componentes primários: as forças do tipo cisalhamento, que são proporcionais à aderência superficial, e a histerese da borracha. A primeira tem origem na interação molecular entre a borracha e as partículas que compõem o pavimento, dela decorre o desgaste do pneu. Já a segunda está associada à dissipação de calor pela deformação da borracha ao adaptar-se através de sua flexibilidade à rugosidade do pavimento, o que gera calor e aquece o pneu. A Figura 5 ilustra os dois mecanismos.

Ainda segundo Gillespie (1992), a histerese é pouco influenciada pela presença de líquidos ou agentes que reduzem a adesão superficial, como a água da chuva ou óleo, por exemplo. Já a aderência é o maior dos componentes do mecanismo de contato e é substancialmente dependente da abrasão entre o pneu e o pavimento, daí a redução da aderência em estradas molhadas.

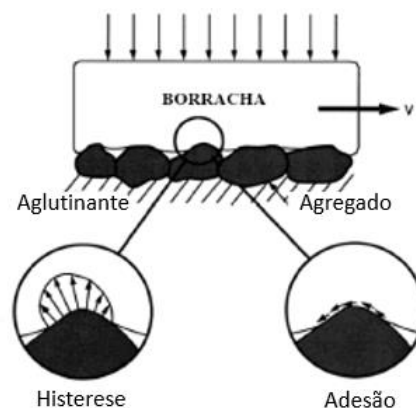


Figura 5 - Mecanismos de contato pneu-pavimento (GILLESPIE, 1992)

Durante o rolamento do pneu sobre o pavimento, tanto a aderência quanto a histerese do pneu estão correlacionados, e um escorregamento é observado como resultado da deformação dos elementos da borracha da banda de rodagem do pneu, desenvolvendo as forças na interface pneu-pavimento (Figura 6).

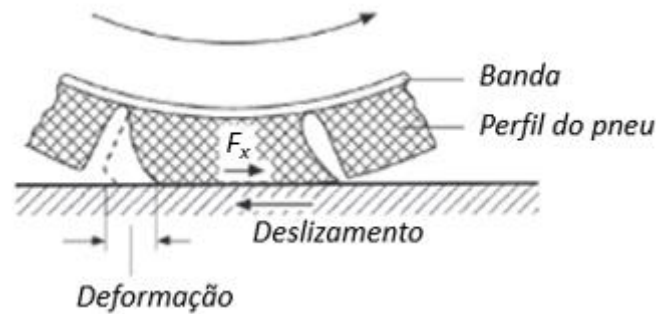


Figura 6 - Deformação do pneu e origem do escorregamento (Adaptado de GARDINALLI, 2005)

Durante a simples rodagem do pneu (uma roda não tracionada, por exemplo), o escorregamento ilustrado na Figura 6 é muito pequeno (GARDINALLI, 2005). Já se ocorre uma frenagem em linha reta, o escorregamento se intensifica e o mecanismo de contato agora se modifica pelo surgimento de uma nova força, a *força de frenagem* (F_u), mostrada na Figura 7. Se o veículo descreve uma trajetória curvilínea, com ou sem frenagem, uma outra importante componente vem se juntar ao sistema dinâmico de forças, que age sobre o veículo: a *força lateral* (F_s), mostrada também na Figura 7, responsável pela descrição de trajetórias curvas, que por sua vez está relacionada à força centrípeta. A força F_N é o *peso dinâmico*, que difere para os eixos dianteiro e traseiro. Os pesos dinâmicos são forças normais ao pavimento. Na prática, devido ao mecanismo de contato pneu-pavimento e seus dois componentes principais, a aderência e a histerese, observa-se que o escorregamento, as forças de frenagem (F_u) e a força lateral (F_s) coexistem e se inter-relacionam. Essas forças são respostas do pavimento à ação do equipamento de freio (dianteiro e traseiro) e do mecanismo da direção, respectivamente. Ambas têm uma característica responsiva, ou seja, as de frenagem surgem em resposta ao torque que foi imposto pelo equipamento

de freio da roda, e a lateral, à força centrípeta. Entretanto estas forças apresentam um limite máximo de resposta, o qual é dado pela aderência daquela condição de pneu e pavimento.

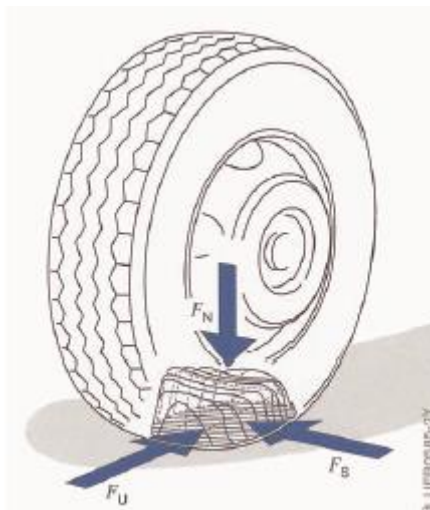


Figura 7 - Forças atuantes no pneu durante uma frenagem em curva (GARDINALLI, 2005)

A Figura 8 mostra uma representação de um pneu desenvolvendo uma força de frenagem B na direção de rolagem e uma força lateral S , perpendicular à direção de rolagem. Estas duas forças podem coexistir em um veículo frenando em curva. Os limites das forças são proporcionais aos valores de aderência, μ , disponíveis. As forças B e S formam um vetor resultante R . Enquanto R estiver dentro do círculo descrito por μ_0 , que pode ser entendido como o valor máximo de aderência disponível, ocorrerá rolamento. Caso B , S ou R ultrapassem o círculo de μ_0 , a aderência cairá rapidamente para μ_s e a roda escorregará completamente sobre o pavimento (travamento) (VIVEROS, 2010).

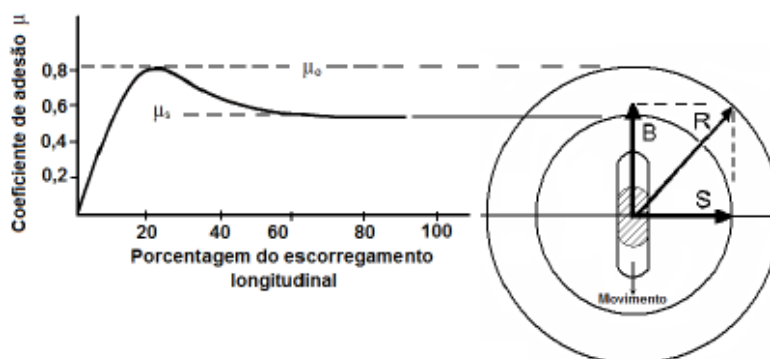


Figura 8 - Coeficiente de aderência em função do escorregamento (VIVEROS, 2010)

Giardinalli (2005) apresenta uma tabela mostrando a variação da aderência em diferentes condições do pavimento, mostrando que esta também sofre a influência da velocidade do veículo. Nota-se que a aderência tende a diminuir à medida que a velocidade aumenta.

Tabela 3 - Valores típicos de aderência longitudinal (BOSCH, 2003 *apud* GIARDINALLI, 2005)

Vel [km/h]	Estado dos pneus	Asfalto seco	Asfalto molhado (0,2 mm)	Asfalto sob chuva intensa (filme 1mm)	Lâmina d'água (2mm)	Gelo
		μ	μ	μ	μ	μ
50	novo	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1
	desgastado	1	0,5	0,4	0,25	<0,1
90	novo	0,8	0,6	0,3	0,05	<0,1
	desgastado	0,95	0,2	0,1	0	<0,1
130	novo	0,75	0,55	0,2	0	<0,1
	desgastado	0,9	0,2	0,1	0	<0,1

2.2 O sistema de freios

A função básica do sistema de freio é permitir ao operador diminuir a velocidade e controlar o veículo durante o trajeto ou permitir a parada total do mesmo em condições normais de operação ou em situações de emergência. A frenagem envolve a transformação da energia cinética do veículo em energia térmica. No projeto de freio, deve-se considerar, entre outros fatores, estabilidade de frenagem, distribuição da força de frenagem nos eixos, utilização da aderência do pneu com o pavimento, frenagem em curva, distância de parada, desgaste do freio e análise térmica do sistema (LIMPERT, 1999; GIORIA, 2008).

Nos veículos de passeio e em veículos comerciais com baixo Peso Bruto Total (PBT), predomina o uso de sistemas de freio com acionamento hidráulico, com freios a disco no eixo dianteiro e tambor no eixo traseiro, ou freio a disco nas 4 rodas (configuração que vem crescendo ultimamente). Já nos veículos comerciais com PBT maior, predominam os freios a tambor com acionamento pneumático. Tanto no sistema hidráulico quanto no pneumático, a força aplicada no pedal pelo operador é transferida para as pastilhas (no freio a disco) ou para

as lonas (no freio a tambor) através do fluido utilizado, quando ocorrerá o atrito entre os elementos pastilhas/disco e lona/tambor, gerando os torques de frenagem. A legislação brasileira não determina que tipo de sistema utilizar, mas sim os requisitos mínimos de desempenho do sistema.

2.2.1 Freio a tambor

O freio a tambor consiste de um tambor girando solidário à roda e sapatas presas ao eixo, nas quais as lonas se alojam (Figura 9). A força de frenagem é gerada pela compressão das sapatas na superfície interna do tambor. Esse tipo de freio apresenta menor rendimento e menor estabilidade térmica do que a versão a disco, por isso não são adequados para aplicação no eixo dianteiro, para o qual se necessita de um equipamento mais eficiente (GIARDINALLI, 2005). Este tipo de freio é largamente usado em freios de caminhões e ônibus médios e pesados, com sistema de freios pneumático. Em veículos de passeio ele é utilizado no eixo traseiro.



Figura 9 - Freio a tambor: 1) tambor de freio, 2) cilindro de freio, 3) sapata, 4) lona de freio.
(VIVEROS, 2010)

Este tipo de freio possui alto fator de freio - que pode ser entendido com a razão entre a força de saída do tambor gerada pelo arrasto pelas lonas (ou pelas pastilhas, no caso de freio a disco) e a força de acionamento das lonas – e menor custo quando comparado aos freios a disco. Por outro lado, a relação entre torque e coeficiente de atrito é não-linear, sendo que pequenas variações no

coeficiente de atrito causam grandes variações no torque (MÜLLER, 2009). Além disso, esse freio é mais sensível ao aumento da temperatura, não podendo exceder a faixa dos 400°C a 500°C, devido à temperatura não só influenciar na degradação dos níveis de atrito mas causar também a dilatação do tambor, aumentando seu diâmetro e tendendo a distanciá-lo das lonas, prejudicando a frenagem, o que pode influenciar diretamente no esforço e curso do pedal de freio e na sensação de frenagem (KAWAGUCHI, 2005). Ao contrário, nos freios a disco, a dilatação dos discos tende a aumentar a espessura dos mesmos aumentando a pressão contra as pastilhas. Também por essa razão ele é geralmente usado nas rodas traseiras, que tem menor participação na frenagem com a distribuição de cargas.

2.2.2 Freio a disco

É composto de um disco, que pode ser sólido ou com aletas (ventilado), solidário à roda do veículo, e uma pinça de freio solidária ao chassi. Essa pinça possui duas pastilhas, e o disco se movimenta entre elas com uma pequena folga. Quando gerada pressão no sistema, os êmbolos da pinça empurram as pastilhas contra o disco, comprimindo-o e gerando a força de frenagem. A Figura 10 ilustra esse tipo de freio, que possui três versões: pinça fixa, pinça flutuante e pinça deslizante (PIETRO, 2014).

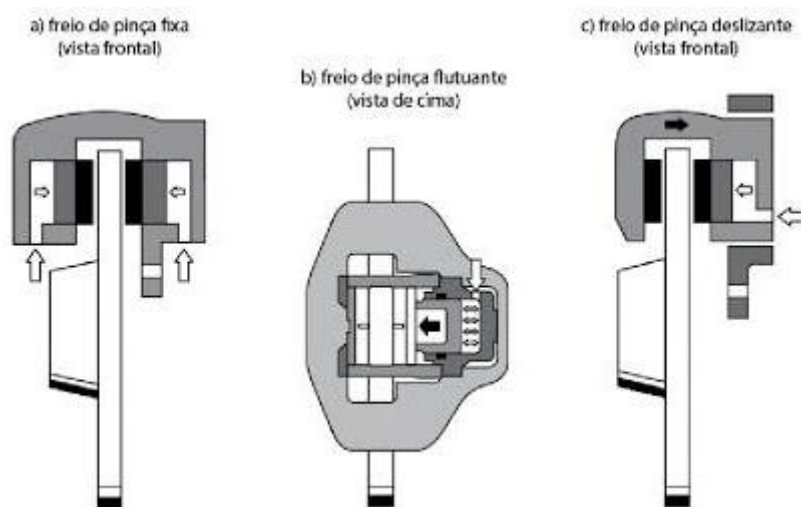


Figura 10 - Exemplos de freio a disco (PIETRO, 2014)

O freio a disco é usado em quase a totalidade dos eixos dianteiros dos veículos de passeio, normalmente com acionamento hidráulico, e vem sendo cada vez mais empregado no eixo traseiro. É utilizado também em veículos comerciais como caminhões e ônibus leves. Entre as principais vantagens estão o bom desempenho em altas de temperatura, podendo chegar de 800°C a 900°C, e manter uma relação linear entre torque e coeficiente de atrito (MÜLLER, 2009).

O freio a disco também é aplicado em caminhões médios e pesado, com acionamento pneumático. Como a pressão em um sistema de freio pneumático é muito menor que no sistema hidráulico, o cilindro de freio não pode ser integrado na pinça como no caso da pinça por acionamento hidráulico, assim normalmente um cilindro pneumático é fixado externamente por meio de um flange (BOSCH, 2011), como mostrado na Figura 11.



Figura 11 - Freio a disco com acionamento pneumático (MERITORWABCO, disponível em: http://www.meritorwabco.com/MeritorWABCO_document/SP1082.pdf)

2.3 O sistema de freio hidráulico e seus componentes

Os sistemas de freios hidráulicos são empregados na quase totalidade dos veículos de passeio e também largamente utilizado em veículos comerciais como caminhões e ônibus leves. Segundo Bauer *apud* Kawaguchi (2005), eles podem ser classificados em convencionais e eletrônicos.

A Figura 12 apresenta um exemplo de sistema de freio hidráulico convencional. A ação do freio de serviço inicia-se pela ação do condutor ao aplicar uma força no pedal de freio, deslocando-o. Este esforço mecânico é amplificado e transformado em pressão hidráulica pelo conjunto servofreio e cilindro mestre.

Esta pressão é transmitida pelas linhas de freio, promovendo o deslocamento dos materiais de atrito (pastilhas ou lonas) contra os elementos rotantes (disco ou tambor) solidários às rodas, gerando assim o atrito entre os componentes e dissipando a energia cinética do veículo na forma de energia térmica (MÜLLER, 2009). Este sistema normalmente conta com uma válvula proporcionadora ou reguladora, que regula a pressão nos freios traseiros de acordo com a distribuição de carga no veículo.

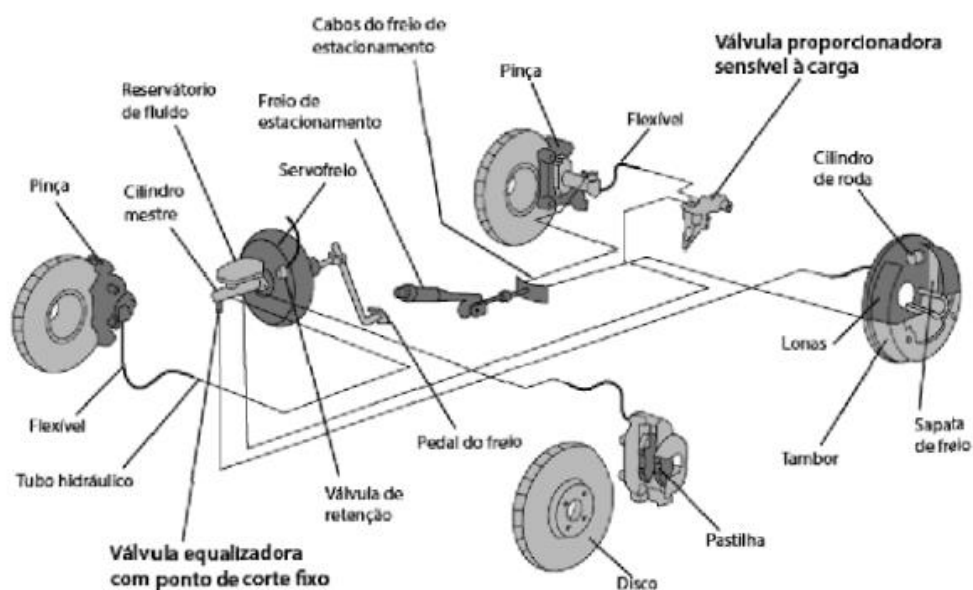


Figura 12 - Sistema de freio hidráulico convencional (PIETRO, 2014)

Os sistemas de freios eletrônicos possuem basicamente duas funções: complementar o sistema de freio convencional, geralmente agregando funções de segurança, e conectar os sinais do pedal de freio aos freios de roda através de sinais elétricos, eliminado total ou parcialmente o circuito hidráulico (MÜLLER, 2009). Como exemplo de sistemas que cumprem a primeira função podemos citar o Sistema Antitravamento das Rodas (ABS), Distribuição Eletrônica de Frenagem (EBD), Controle Eletrônico de Estabilidade (ESC), Assistência de frenagem (BA), Controle de Descida em Rampa (HDC). Para a segunda função, um bom exemplo é o sistema *Brake-By-Wire* (BBW).

No Brasil prevaleceu o emprego do sistema convencional até o ano de 2010, quando, por força de lei, a implementação gradual do ABS como item de série passou a ser mandatória (inicialmente para veículos de passeio), até que em 2014, 100% dos veículos produzidos no país passaram esse item instalado de fábrica. Nos anos de 2015 e 2016, o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) emitiu as resoluções 567 e 461, respectivamente, que estabelecem a obrigatoriedade da instalação do ESC. A primeira estabelece a implementação do ESC para veículos com Peso Bruto Total (PBT) até 3,5 toneladas a partir de 2020 para novos projetos, e em 2022 para 100% dos veículos produzidos. A segunda estabelece a implementação para veículos acima de 3,5 t, incluindo combinações de veículos (caminhões pesados e implementos), a partir de 2022 para novos projetos e 100% da produção em 2024 (SILVA e GUTIERREZ, 2017).

Por questões de segurança, as normas regulamentadoras estabelecem que os veículos devem ter dois circuitos separados, para que caso haja falha de um circuito, o outro ainda esteja operativo e permita parar o veículo. Segundo Pietro (2014), a norma DIN 74000 estabelece cinco possibilidades de ligação dos dois circuitos de freio para as quatro rodas do veículo, onde cada circuito é identificado por letras, que se assemelham à disposição da tubulação entre o cilindro mestre e os freios de roda, quais sejam: II (ou paralela), X (ou diagonal), HI, LL e HH. Dessas cinco, as configurações II e X são as mais empregadas, sendo a ligação X mais aplicada em veículos de passeio, que possuem uma distribuição de carga maior na dianteira, e a H mais usada em utilitários e veículos comerciais leves, onde há maior distribuição de carga para o eixo traseiro. As configurações possíveis são mostradas na Figura 13.

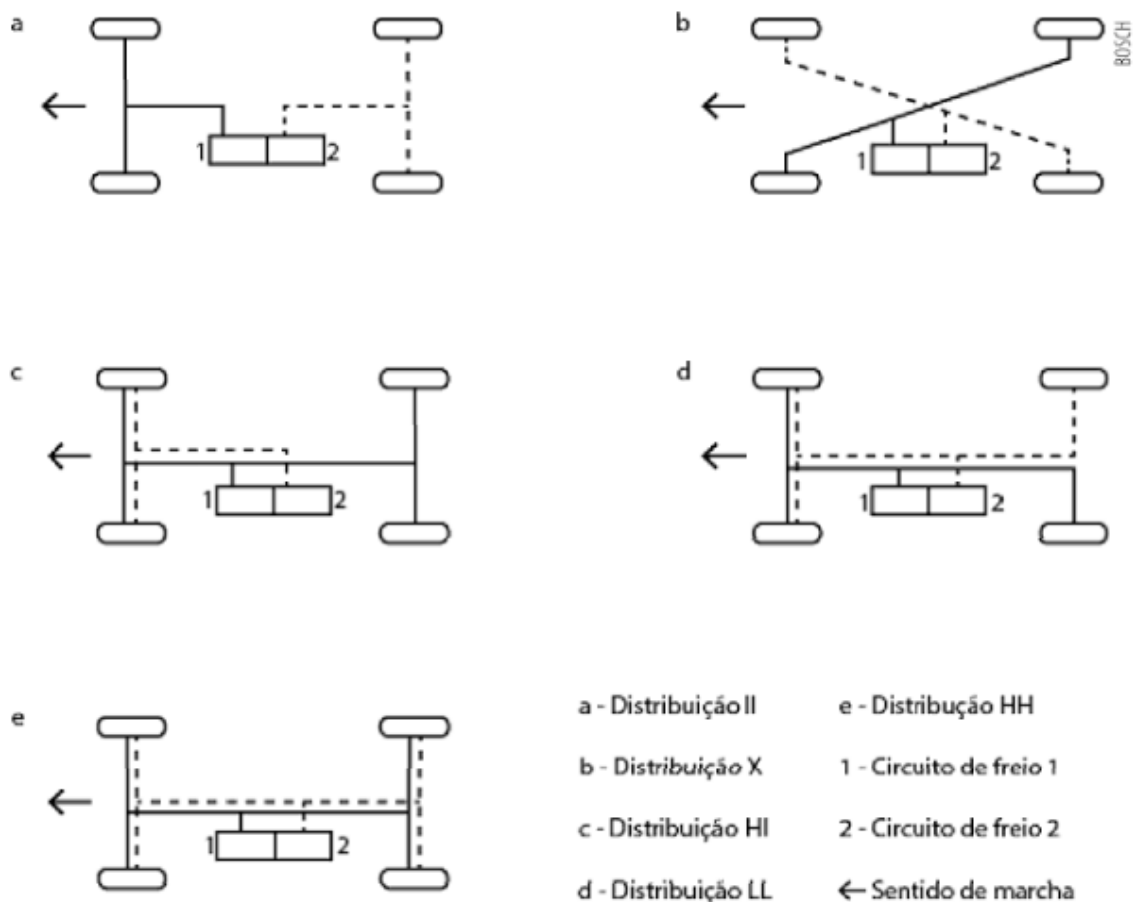


Figura 13 - Tipos de ligações de circuitos de freio (PIETRO, 2014)

Os principais componentes do sistema de freio hidráulico são descritos a seguir:

2.3.1 Servofreio

O servofreio é um dispositivo auxiliar que amplifica a força aplicada pelo motorista no pedal de freio, aumentando a eficácia da frenagem, permitindo atingir maiores desacelerações com esforço e curso de pedal dentro de níveis aceitáveis para o motorista. Este componente contribui significativamente para a segurança e conforto na frenagem (KAWAGUCHI, 2005; MÜLLER, 2009).

Podemos encontrar os seguintes tipos de servofreio: com assistência a vácuo; com assistência hidráulica; e os com assistência eletromecânica, mais recentemente desenvolvidos. O tipo mais comumente encontrado é o de assistência a vácuo. O vácuo é gerado no coletor de admissão, no caso de

veículo de passeio com motores ciclo Otto, ou, no caso de veículos a diesel, através de uma bomba de vácuo acoplada ao motor (KAWAGUCHI, 2005).

Os servofreios de assistência a vácuo podem ser ainda classificados em dois tipos: de câmara dupla e de quatro câmaras (ou *tandem*). Os princípios de funcionamento de ambos são similares. Normalmente é fornecido juntamente com o cilindro mestre, formando uma unidade de atuação (também chamada de booster), o que facilita o manuseio durante a montagem na linha de produção, além de garantir a integridade dos componentes e vedações. (MÜLLER, 2009). Os componentes do servofreio estão exemplificados na Figura 14.

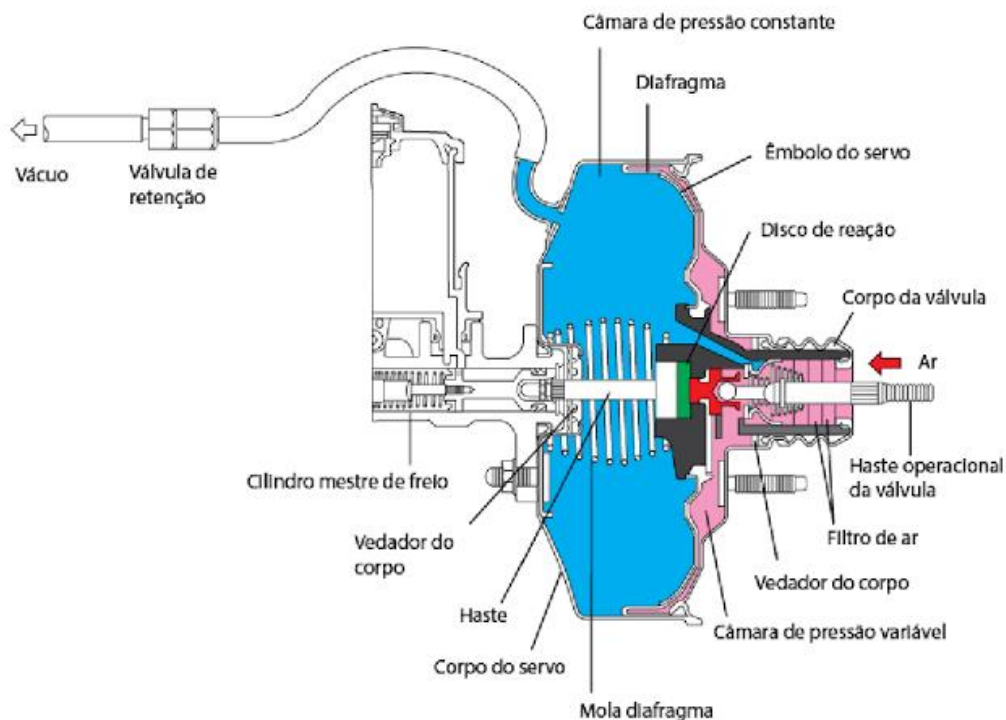


Figura 14 - Exemplo de servofreio em corte (PIETRO, 2014)

O mecanismo de acionamento é mostrado em detalhes na Figura 15. Como explica Pietro (2014), quando o pedal está em repouso, a válvula pneumática, solidária à haste operacional da válvula, é pressionada para a direita pela mola de retorno válvula pneumática, enquanto a válvula de controle é pressionada para a esquerda pela mola da válvula de controle, fazendo com que ambas as

válvulas fiquem em contato, o que impede que o ar atmosférico que passa pelo filtro de ar (à direita da válvula de controle) passe para o interior da câmara de pressão variável (à esquerda da válvula de controle). Nessa condição, a válvula deixa aberta a válvula de vácuo, conectando a passagem A à passagem B, mantendo o mesmo nível de vácuo nas câmaras de pressão constantes e de pressão variável. O êmbolo então é empurrado para a direita pela ação da mola do diafragma (a mola do diafragma é mostrada na Figura 14).

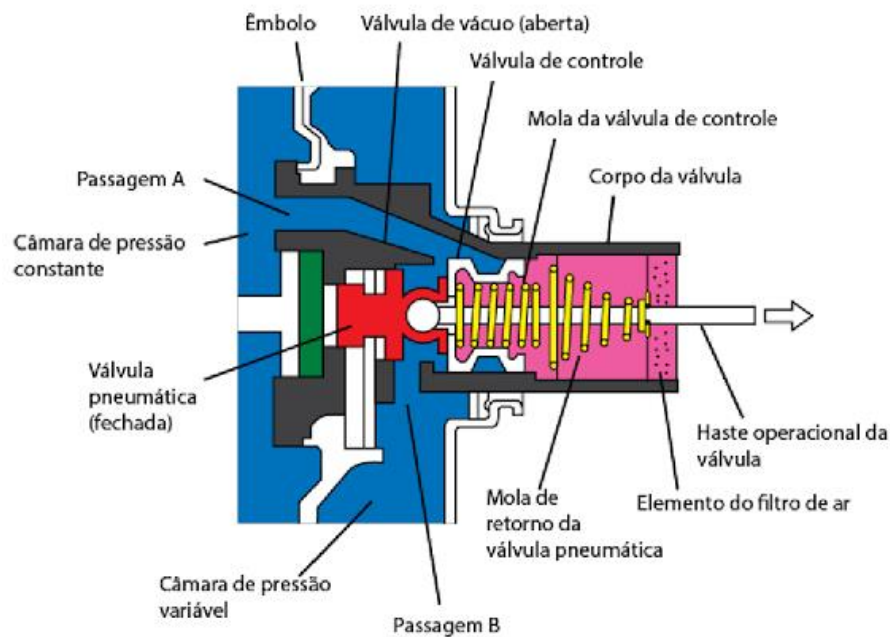


Figura 15 - Mecanismo de acionamento do servofreio com o pedal em repouso (PIETRO, 2014)

Quando o motorista pressiona o pedal de freio, a haste operacional da válvula empurra a válvula pneumática para a esquerda. A válvula de controle, que é mantida em contato com a válvula pneumática pela ação da mola da válvula de controle, também é deslocada para a esquerda até entrar em contato com a válvula de vácuo, fechando a abertura entre as passagens A e B (Figura 16).

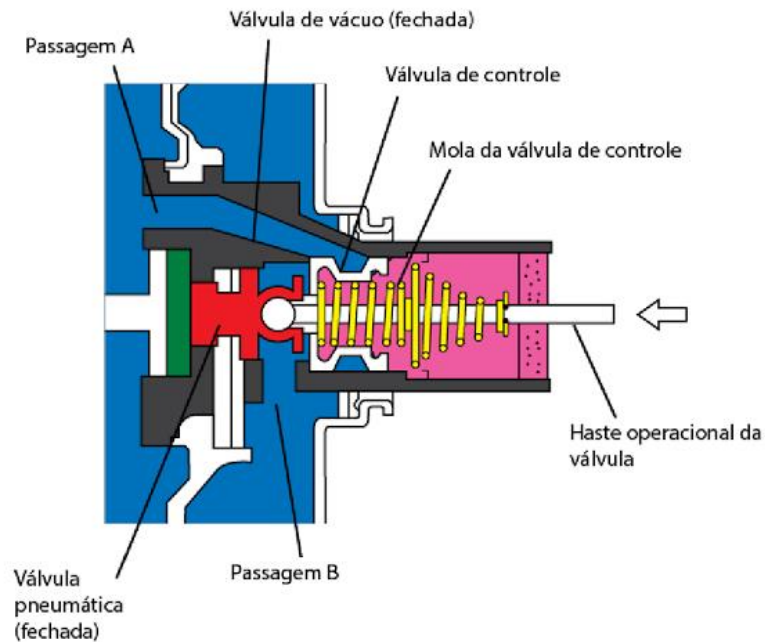


Figura 16 - Mecanismo de acionamento do servofreio com o pedal de freio levemente pressionado (PIETRO, 2014)

Se o pedal continua a ser pressionado, a válvula pneumática continua sendo empurrada para a esquerda, distanciando-se da válvula de controle, que está em contato com a válvula de vácuo, e permitindo que o ar atmosférico penetre na câmara de pressão variável através da passagem B. Isso cria uma diferença de pressão entre a câmara de pressão constante (que mantém o vácuo) e a câmara de pressão variável (agora com pressão atmosférica), fazendo com que o êmbolo se mova para a esquerda (Figura 17). Em resumo, a força que o motorista aplica no pedal (F_1) é multiplicada pela relação de alavanca do pedal, gerando a força F_2 , que atua na entrada do servofreio através da haste operacional da válvula, que por sua vez está conectada ao pedal de freio. Com a diferença de pressão entre as câmaras do servofreio, temos uma resultante positiva de pressão que, multiplicada pela área do êmbolo do servofreio, nos dá a força F_3 , que tem a mesma direção e sentido da força F_2 , e assim elas se somam, gerando a força F_4 ($F_4 = F_2 + F_3$), que atuará no êmbolo do cilindro mestre, comprimindo o fluido de freio.

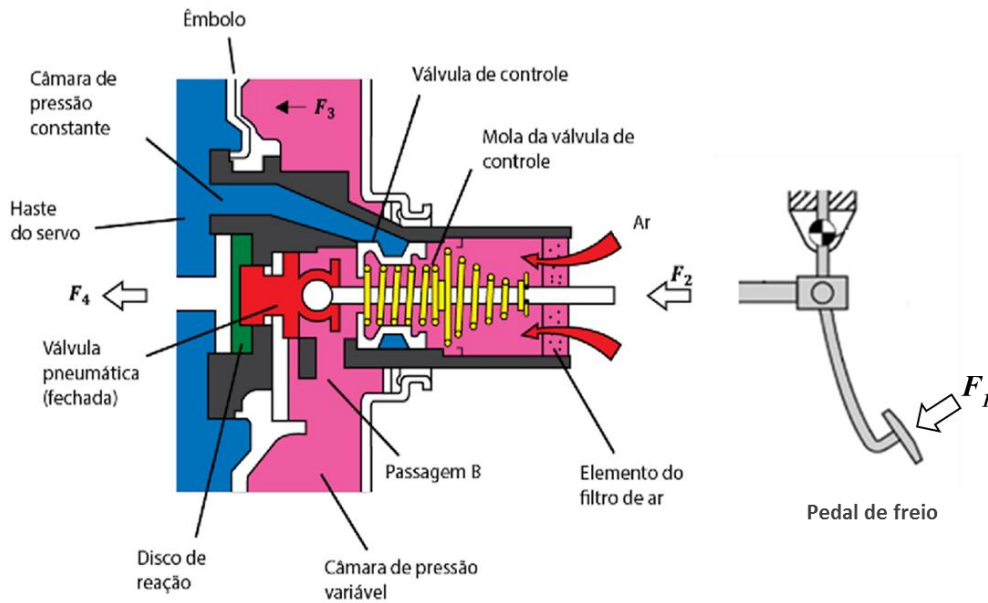


Figura 17 - Mecanismo de acionamento do servofreio multiplicando a força aplicada ao pedal de freio acionado (Adaptado de PIETRO, 2014)

As características construtivas dos componentes internos do servofreio influenciam diretamente no desempenho dos freios (HO, 2009). Como exemplo, podemos citar quatro características importantes, quais sejam: ponto de abertura de válvula, salto, relação e ponto de saturação. Seu efeito pode ser observado na Figura 18, que mostra um exemplo de uma curva característica de um servofreio. É comum referir-se as características citadas acima pelas suas denominações em Inglês, como *crack-point*, *jump-in*, *ratio* e *run-out* (ou *knee-point*), respectivamente.

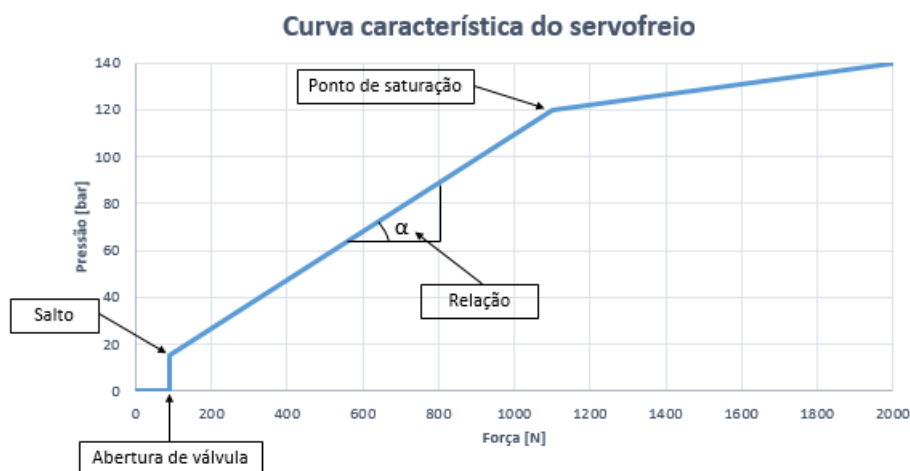


Figura 18 - Curva caraterística do servofreio

O ponto da “abertura de válvula” refere-se ao esforço necessário para abertura da válvula do servofreio e início da pressurização dos freios. O “salto”, como o próprio nome denota, descreve o salto de pressão inicial, é um valor de pressão quase instantâneo gerado pelo servofreio após a abertura da válvula. Após esse ponto, a pressão continua a subir até atingir o “ponto de saturação”, que é o ponto de máxima assistência do servofreio. Após o ponto de saturação, qualquer incremento de pressão necessário exigirá maior esforço aplicado no pedal.

A curva entre o salto e o ponto de saturação define a “relação” do servofreio, que pode ser entendida como um fator de multiplicação ou um ganho de força (LIMPERT, 1999), e está relacionada à razão entre a área do disco de reação (mostrado na Fig. 14) e a área do pistão da válvula pneumática (apontada na Fig. 15).

Essas características influenciam não só no desempenho da frenagem, mas também percepção do motorista.

Segundo Limpert (1999), os seguintes requisitos devem ser observados no projeto do servofreio:

- O servofreio deve ser suficientemente sensível de modo que o motorista consiga modular de maneira eficaz a frenagem quando baixo esforço de pedal é necessário. Um esforço de 13 a 22 N deve ser suficiente para iniciar a assistência do servofreio.
- Um retorno sobre o esforço de pedal/desaceleração deve ser perceptível ao motorista para que ele possa julgar a severidade da frenagem pelo nível do retorno de esforço de pedal.
- O tempo de resposta deve ser menor que 0.1 segundo para atingir o ponto de saturação no caso de uma aplicação rápida com taxas de deslocamento do pedal de 1 m/s.
- A robustez deve ser alta para minimizar falhas. Uma falha no servofreio pode contribuir para confundir o motorista, inclusive fazendo-o abortar a aplicação do freio em uma emergência. O motorista pode pensar que o sistema de freios falhou por completo devido ao pedal rígido sem a assistência e a relativa desaceleração estar em níveis mais baixos que o esperado.

- Tamanhos e massa menores para otimização do *design* para fixação no compartimento do motor.

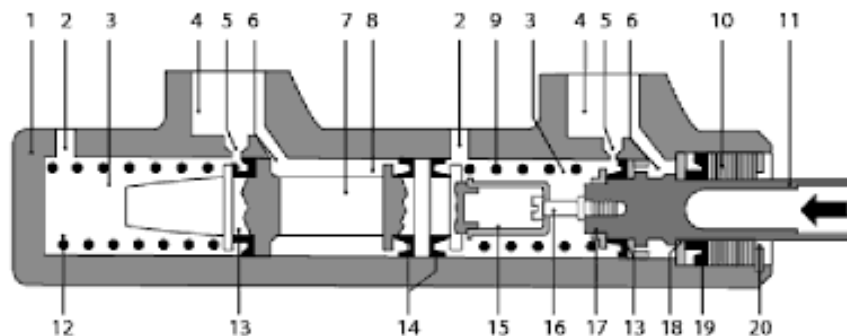
2.3.2 Cilindro mestre

A função do cilindro mestre é converter a força exercida no pedal de freio pelo motorista, já amplificada pelo servofreio, em pressão hidráulica no circuito de freio para acionamento dos freios nas rodas (MÜLLER, 2009). A pressão gerada é proporcional à força aplicada no pedal. Em condições de aplicação total dos freios, essa pressão pode chegar a 180 bar (BOSCH, 2011).

Por questões de segurança, as normas regulamentadoras estabelecem que os veículos devem ter dois circuitos separados, para que caso haja falha de um circuito, o outro ainda esteja operativo e permita parar o veículo (PIETRO, 2014). Por isso os cilindros mestres possuem duas câmaras de pressão. A Figura 19 mostra um cilindro mestre convencional, comumente usados em sistemas de freio hidráulicos. Com o cilindro mestre em repouso, a mola do pistão prefixada (9) e a mola do pistão (12) mantêm o pistão da haste de comando (11) e o pistão flutuante (7) na mesma distância, deixando os orifícios de alimentação (6) e de compensação (5) livres nos dois circuitos, primário e secundário.

O orifício de compensação permite o retorno do fluido para o reservatório quando o pedal de freio está em repouso. Caso ocorra obstrução desse orifício, o fluido não conseguirá retornar ao reservatório, gerando uma pressão residual, mantendo os freios acionados e causando superaquecimento e desgaste prematuro dos componentes.

Ao pressionar o pedal de freio, o pistão da haste de acionamento (11) se desloca para a esquerda, ultrapassando o orifício de compensação (5), pressurizando o fluido através da conexão de saída (2). Com esse aumento de pressão, o pistão flutuante (7) também se move para a esquerda, pressurizando o fluido de freio através da conexão de saída (2), que vai atuar nos freios das rodas (PIETRO, 2014).



(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 19 - Cilindro mestre convencional (Adaptado de PIETRO, 2014)

Quando o pedal é liberado, o retorno rápido dos êmbolos faz com que a pressão nas câmaras fique ligeiramente menor que a pressão atmosférica. Com isso o fluido proveniente dos orifícios de alimentação passa pela gaxeta e preenche novamente as câmaras, impedindo que o motorista sinta um curso de pedal maior numa segunda frenagem, o que causaria uma sensação de insegurança.

Veículos que possuem ABS normalmente são equipados com cilindros mestres com válvula central. Seu funcionamento é semelhante ao cilindro convencional, com o diferencial de possuir um pistão flutuante com válvula central integrada, que permite o retorno do fluido ao reservatório quando o freio não está aplicado. Esta válvula faz o papel do orifício de compensação no circuito secundário, já que este não possui tal orifício devido à possibilidade de causar danos nos lábios da gaxeta de vedação, como ilustrado na Figura 20, durante atuação do ABS, uma vez que picos de até 200 bar de pressão são aplicados no cilindro mestre decorrente da regulagem de pressão dos freios de roda, provocando movimentações longitudinais pulsantes em ambos os êmbolos primário e secundário (PIETRO, 2014; KAWAGUCHI, 2005).

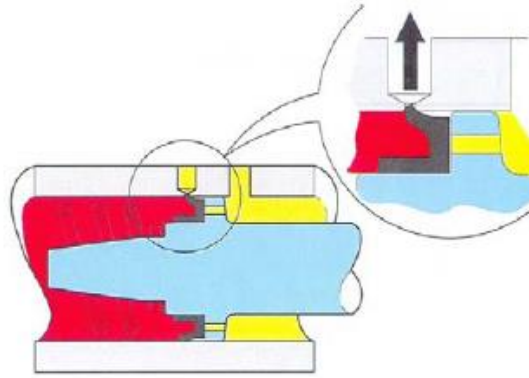
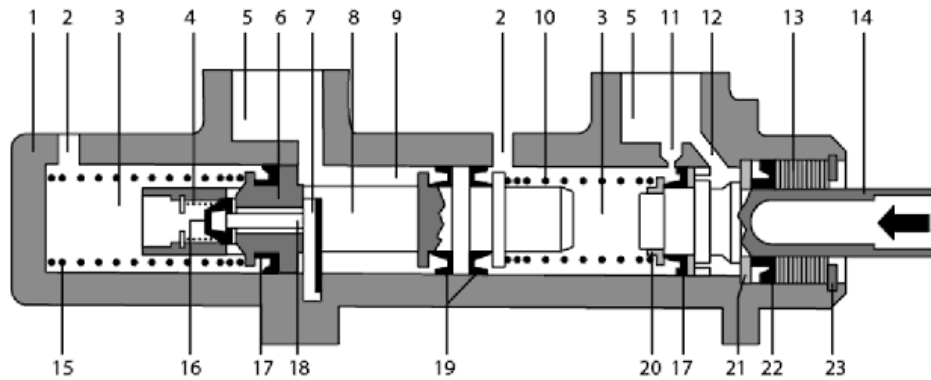


Figura 20 - Danos nos lábios da gaxeta de vedação em um cilindro mestre convencional durante atuação do ABS (KAWAGUCHI, 2005)

A Figura 21 mostra a configuração de um cilindro mestre com válvula central. Ao acionar o pedal de freio, o pistão da haste de comando (14) é empurrado para a esquerda, fazendo com que a gaxeta (17) ultrapasse o orifício de compensação (11), pressurizando o fluido na câmara de pressão (3). Com isso o pistão flutuante (6) também se desloca para a esquerda, e, quando esse deslocamento for de aproximadamente 1 mm, esse pistão encosta no retentor da válvula (16), vedando a passagem entre a câmara de pressão no circuito secundário (3) e a câmara intermediária (9) e afastando o pino da válvula central (18) do batente (7). Se o pedal continua a ser pressionado, a pressão nas duas câmaras aumenta. Ao soltar o pedal de freio, tanto o pistão da haste de comando (14) quanto o pistão flutuante (6) se movem para a direita até que o orifício de compensação (11) esteja liberado, o pistão flutuante (6) afastado do retentor da válvula (16) e o pino da válvula (18) apoiado no batente (7). Isso permite o retorno do fluido do circuito primário ao reservatório pelo orifício de compensação (11) e que o fluido do circuito secundário retorne ao reservatório através da abertura entre o pistão flutuante (6) e o retentor da válvula (16) (PIETRO, 2014).



(1) carcaça do cilindro; (2) ligação de pressão para o circuito de freio; (3) câmara de pressão; (4) mola da válvula central; (5) conexão para o reservatório de fluido de freio; (6) pistão flutuante; (7) batente; (8) pistão intermediário; (9) câmara de pressão intermediária; (10) mola de pressão; (11) orifício de compensação; (12) orifício de alimentação; (13) bucha plástica; (14) haste de comando; (15) mola de pressão (circuito secundário); (16) retentor da válvula central; (17) gaxeta primária; (18) pino da válvula central; (19) gaxeta intermediária; (20) anel de apoio; (21) arruela de encosto; (22) gaxeta secundária; (23) anel de retenção.

Figura 21 - Cilindro mestre com válvula central (Adaptado de PIETRO, 2014)

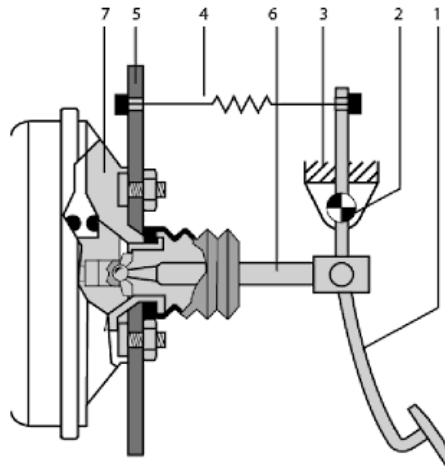
O reservatório do fluido de freio normalmente vem integrado ao cilindro mestre. Este tem função não somente de armazenar o fluido, mas também de compensar as flutuações de volume devido à variação de temperatura, liberação do pedal após aplicação dos freios, desgaste das pastilhas ou lonas e próprio funcionamento do ABS, por exemplo (KAWAGUCHI, 2005).

2.3.3 Pedal de freio

O pedal de freio funciona como um sistema de alavanca que multiplica e transmite a força aplicada pelo motorista ao sistema de atuação do freio, composto pelo servofreio e cilindro mestre (KAWAGUCHI, 2005).

A Figura 22 mostra uma representação esquemática da montagem de um pedal de freio conectado ao servofreio. O pedal possui um ponto de pivotamento e um ponto conectado à haste do servofreio, como mostrado. Uma mola de retorno é usada para manter o pedal na posição de repouso quando o freio não está aplicado.

Quando necessário aplicar os freios, o motorista aplica uma força no pedal e este, através da haste de acionamento do servofreio, atua no servofreio e cilindro mestre para gerar a pressão hidráulica.



(1) pedal de freio; (2) ponto de pivotamento; (3) bloco do pedal; (4) mola de retorno; (5) parede de proteção (assoalho); (6) haste de acionamento do servofreio; (7) servofreio.

Figura 22 - Conjunto do pedal de freio (Adaptado de Pietro, 2014)

O fator de multiplicação de força é dado pela relação de alavanca do pedal, denominada relação de pedal, dada pela razão entre a distância do ponto de pivotamento e o ponto de apoio dos pés para aplicação da força e a distância do ponto de pivotamento e o ponto de fixação da haste do servofreio, ou seja, a relação de pedal é igual a relação X/Y indicada na Figura 23.

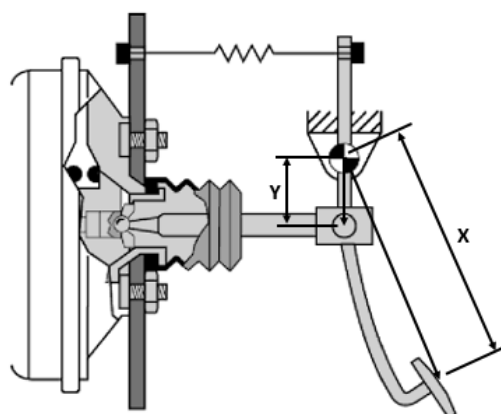


Figura 23 - Relação de pedal (Adaptado de PIETRO, 2014)

Normas regulamentadoras para homologação do sistema de freios em diversos países impõem limites de esforço para acionamento do pedal de freio. No Brasil estes limites são estabelecidos pelo CONTRAN através na norma NBR 10966 (SILVA e GUTIERREZ, 2017).

Tanto o esforço de pedal quanto o curso do pedal são parâmetros importantes para que o motorista possa modular os freios de maneira eficaz e segura. Um sistema de freios sem uma adequada resposta ou retorno do pedal, principalmente em pista escorregadia, podem causar perda de controle do veículo devido ao travamento de rodas, caso o veículo não tenha ABS (LIMPERT, 1999).

2.3 Modelamento matemático do sistema de freio

Limpert (1999) e Ho (2009) apresentam equações básicas para modelamento dos componentes do sistema de freio, que permitam obter valores de deslocamento de pedal, esforço de pedal e pressão na linha de freio. Os dois primeiros, associados à desaceleração, estão diretamente ligados à sensação de pedal experimentada pelo condutor. A seguir serão apresentadas essas equações.

2.3.1 Servofreio

A relação do servofreio, B , é definida como a razão entre a força de saída da haste do servofreio contra o cilindro mestre pela força de entrada no servofreio (força aplicada no pedal de freio, multiplicada pela relação de alavanca do pedal). A relação do servofreio pode ser expressa como (LIMPERT, 1999):

$$B = (F_p \ell_p + F_A) / F_p \ell_p \quad (2.6)$$

onde,

F_p = força aplicada no pedal

ℓ_p = relação de alavanca do pedal

F_A = força de assistência do servofreio

Conforme mencionado anteriormente, a relação do servofreio pode ser entendida como um fator de multiplicação ou um ganho de força. Ela também pode ser calculada como a razão entre a área do disco de reação do servofreio (mostrado na Fig. 13) e a área do pistão da válvula pneumática (apontada na Fig. 14).

A pressão na linha de freio, p_L , é determinada, considerando a assistência do servofreio, pela expressão (LIMPERT, 1999):

$$p_L = F_p \ell_p \eta_p B / A_{mc} \quad (2.7)$$

sendo,

η_p = eficiência do pedal de freio

A_{mc} = área de seção transversal do cilindro mestre

2.3.2 Curso do pedal de freio

Ao aplicar o pedal de freio, o volume de fluido deslocado no cilindro mestre é absorvido por cada componente individual do sistema, no que chamamos de absorção volumétrica do sistema. A absorção volumétrica do sistema de freios é a medida do volume de fluido hidráulico consumido pelos componentes de freio em função da pressão aplicada.

Essa absorção leva em consideração os deslocamentos dos pistões nas pinças de freio, bem como as deformações sofridas pelos componentes do sistema com a aplicação da pressão, e afeta diretamente no curso do pedal de freio. O volume de fluido de freio deslocado pelo cilindro mestre deve ser suficiente para atender as quatro rodas. As absorções individuais podem ser calculadas com base na pressão na linha de freio, como apresentado a seguir (LIMPERT, 1992 *apud* HO, 2009):

a) Expansão da tubulação de freio

A expansão volumétrica dos tubos de freio depende de sua dimensão, propriedades do material e da pressão aplicada. A absorção de fluido devida à expansão dos tubos é determinada por:

$$V_{BL} = K_{BL} \cdot L \cdot p_L \quad (2.8)$$

onde L é o comprimento da tubulação e o coeficiente de perda de volume, K_{BL} , é:

$$K_{BL} = 0,79 \cdot D^3 / t \cdot E \quad (2.9)$$

sendo D o diâmetro externo do tubo, t a espessura de parede do tubo e E o módulo de elasticidade.

b) Expansão dos flexíveis de freio

As mangueiras flexíveis de freio ou, simplesmente, flexíveis de freio conectam a tubulação de freio aos freios de roda. A expansão dos flexíveis pode ser determinada pela expressão a seguir, onde o coeficiente de perda de volume $K_{HB} = 4,39 \times 10^{-12} \text{ m}^3/((\text{N}/\text{m}^2) \cdot \text{m})$.

$$V_{BH} = K_{BH} \cdot L \cdot p_L \quad (2.10)$$

onde L = comprimento do flexível.

c) Expansão do cilindro mestre

A expansão volumétrica em um cilindro mestre em boas condições geralmente varia com seu diâmetro. A expressão para expansão do cilindro mestre é dada a seguir (LIMPERT, 1999):

$$V_{MC} = K_{mc} \cdot p_L \quad (2.11)$$

onde K_{mc} é o coeficiente de perda de volume do cilindro mestre. Limpert (1999) apresenta uma tabela de valores de K_{mc} em função do diâmetro do cilindro mestre.

d) Deformação da pinça de freio

É difícil ter uma medição exata da absorção de fluido devido à deformação da pinça, pois qualquer bolha de ar residual no sistema causa perdas na compressão do fluido. Além disso, com os vários modelos disponíveis de pinças, fica praticamente impossível de se determinar um coeficiente único para todos eles. A expressão abaixo é usada para determinar a absorção volumétrica da pinça, V_c (LIMPERT, 1999).

$$V_c = K_c p_L \quad (2.12)$$

onde K_c é o coeficiente de perda de volume na pinça.

Segundo Limpert (1999), o valor de K_c é **determinado** em função das dimensões da pinça. O autor comenta que para pinças com pistões de 38 a 60 mm de diâmetro, K_c é determinado como segue:

$$K_c = 482 \times 10^{-16} d_{wc} - 1,632 \times 10^{-16} \text{ [m}^3\text{/N/m}^2\text{]} \quad (2.13)$$

onde d_{wc} é o diâmetro do pistão da pinça.

e) Compressão da pastilha de freio

A parcela de contribuição para absorção de fluido de freio pela compressão das pastilhas de freio, V_p , é dada por (LIMPERT, 1999):

$$V_p = 4 \sum (A_{wc} \cdot C_s \cdot p_L) \quad (2.14)$$

onde A_{wc} é a área do pistão da pinça de freio e C_s é o fator de compressibilidade da pastilha.

f) Compressão do fluido de freio

A variação de volume resultante da compressão do fluido de freio afeta significativamente o curso de pedal pelo aumento da temperatura do fluido e da pressão nas linhas de freio. Essa variação é dada em função do volume ativo de fluido, V_A , no sistema de freio pressurizado durante a frenagem (LIMPERT, 1999). O volume ativo de fluido de freio é dado por:

$$V_A = V_o + 4 \sum (A_{wc} \cdot w) \quad (2.15)$$

onde V_o é o volume de fluido de freio com as pastilhas novas, A_{wc} é a área do pistão da pinça de freio e w é fator de aumento do deslocamento das pastilhas pelo desgaste.

A absorção volumétrica devido à compressão do fluido de freio, V_{FL} , é, então, calculada por:

$$V_{FL} = V_A \cdot C_{FL} \cdot p_L \quad (2.16)$$

sendo C_{FL} o fator de compressibilidade do fluido de freio.

Cálculo do curso de pedal

O curso de pedal, S_p , é determinado como segue:

$$S_p = [(\sum V_i / A_{mc}) + l_o] l_p \quad (2.17)$$

Onde,

V_i = perda de volume de cada componente, considerado neste trabalho como sendo a absorção do sistema de freio.

A_{mc} = área de seção transversal do cilindro mestre

l_o = curso morto do cilindro mestre

l_p = relação de alavanca do pedal

2.3.3 Dinâmica da frenagem

Os termos da força de frenagem se originam do torque dos freios junto com os efeitos de resistência ao rolamento, atrito nos rolamentos e arrasto nos componentes motrizes. A equação geral que governa o desempenho da frenagem de veículos pode ser deduzida da Figura 24, conforme equação 2.18 (PERUZZO, 2010; GILLESPIE, 1992).

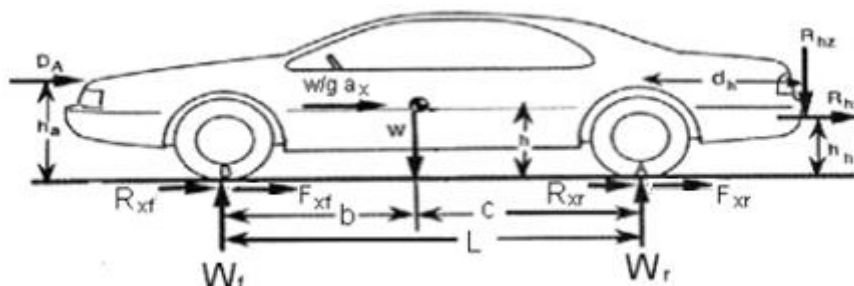


Figura 24 - Diagrama de corpo livre de um veículo sob frenagem (Adaptado de Gillespie, 1992)

$$\begin{aligned}
 Ma_x &= -F_{xf} - F_{xr} - D_A \\
 -\frac{W}{g}D_x &= -F_{xf} - F_{xr} - D_A
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

onde W é o peso do veículo, g é a aceleração da gravidade, a_x é a desaceleração linear ($= -D_x$), F_{xf} é a força de frenagem no eixo dianteiro, F_{xr} a força de frenagem no eixo traseiro e D_a é o arrasto aerodinâmico.

A partir da Equação 2.18, podemos deduzir as forças que atuam no veículo durante a desaceleração sob força constante, como mostrado pela Equação 2.19.

$$\begin{aligned}
 -\frac{W}{g}D_x &= \underbrace{-F_{xf} - F_{xr} - D_A}_{D_x} \\
 D_x &= \frac{F_{xt}}{M} \\
 D_x &= \frac{dV}{dt}
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

onde F_{xt} representa as forças totais para desaceleração do veículo na direção longitudinal, e V é a velocidade do veículo.

Integrando a Equação 2.19 e considerando F_{xt} constante para certa desaceleração desde a velocidade inicial V_0 até uma velocidade final V_f num tempo t , resulta na Equação 2.20.

$$\begin{aligned}
 -\frac{dV}{dt} &= \frac{F_{xt}}{M} \\
 \int_{V_0}^{V_f} dV &= -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^t dt \\
 V_0 - V_f &= \frac{F_{xt}}{M} t
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

Admitindo que $V = \frac{dx}{dt} \rightarrow dt = \frac{dx}{V} \rightarrow \frac{1}{dt} = \frac{V}{dx}$, obtém-se a Equação 2.21.

$$\begin{aligned}
-\frac{dV}{dt} &= \frac{F_{xt}}{M} \\
-VdV &= \frac{F_{xt}}{M} dx \\
\int_{V_0}^{V_f} VdV &= \frac{F_{xt}}{M} \int dx \\
\frac{V_0^2 - V_f^2}{2} &= \frac{F_{xt}}{M} X \tag{2.21}
\end{aligned}$$

onde X é a distância total percorrida na desaceleração.

Quando se pretende a parada total do veículo, a velocidade final V_f será zero e X se torna a distância de parada SD num tempo t_s .

$$SD = \frac{V_0^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_0^2}{2D_x} \tag{2.22}$$

$$t_s = \frac{V_0}{\frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_0}{D_x} \tag{2.23}$$

onde SD é a distância de parada e t_s o tempo de parada.

A partir das Equações 2.22 e 2.23, nota-se que dobrando-se a velocidade, dobra-se o tempo de parada, mas quadruplica-se a distância de parada.

2.3.4 Força de frenagem

As forças que produzem a desaceleração do veículo podem ser várias, mas a principal é a dos freios. As forças de resistência ao rolamento sempre são opostas ao movimento do veículo. Essas forças são independentes da distribuição de carga sobre os eixos, não importando se o carregamento é estático ou dinâmico. A contribuição da resistência ao rolamento na desaceleração está na faixa de 0,01 g, conforme Equação 2.24 (GILLESPIE, 1992).

$$R_{xf} + R_{xr} = f_r (W_f + W_r) = f_r W \tag{2.24}$$

onde f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento.

2.3.5 Distribuição das forças de frenagem

Durante a frenagem acontece transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro. Para o caso de um veículo trafegando numa via horizontal, como o da Figura 24, e considerando a desaceleração a_x igual a $-D_x$, as cargas nos eixos serão dadas pelas expressões:

$$W_f = \frac{c}{L}W + \frac{h}{Lg}D_x = W_{fs} + W_d$$

$$W_r = \frac{b}{L}W - \frac{h}{Lg}D_x = W_{rs} - W_d \quad (2.25)$$

onde W_{fs} e W_{rs} são as cargas estáticas nos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente, W_d é a transferência de carga dinâmica.

Assim, as forças de frenagem máximas para cada eixo resultam nas expressões da Equação 2.26.

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{Lg} D_x \right)$$

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{h}{Lg} D_x \right) \quad (2.26)$$

onde μ_p é o coeficiente de aderência máximo.

A força de frenagem máxima depende da desaceleração, variando para cada eixo em função dos coeficientes de aderência das vias, conforme mostrado na Figura 25. Forças de frenagem em um eixo acima desses valores de contorno resultam no travamento do eixo.

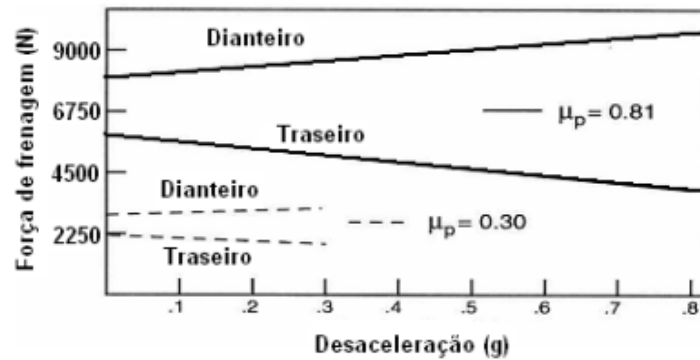


Figura 25 - Forças de frenagem máximas para cada eixo em função da desaceleração e da aderência (Adaptado de GILLESPIE, 1992)

2.4 Conforto na frenagem

Pode-se definir conforto de frenagem como a sensação que o condutor/usuário de um veículo experimenta ao acionar o pedal de freio durante o ato de frear/desacelerar o veículo. Mais especificamente, esta sensação ao acionar o pedal de freio pode ser denominada também de sensação de pedal de freio, e possui não somente uma relação com o conforto, mas também a sensação de segurança que é transmitida ao usuário (BREUER; DAUSEND, 2003 *apud* KAWAGUCHI, 2005)

Segundo Abi et al (2017), a sensação de frenagem refere-se à percepção subjetiva do condutor durante o processo de frenagem, e se dá principalmente pela sensação de pedal e conseqüente sensação de desaceleração, onde a sensação de pedal está ligada à sensação do condutor com relação ao deslocamento do pedal de freio e à força de reação do pedal no pé do condutor, representado pelo esforço de pedal e curso de pedal. A sensação de desaceleração reflete a noção de capacidade de modulação do freio.

Gillespie (1999) comenta que fatores ergonômicos no projeto do sistema de freio tem função importante na maneira com que o usuário pode extrair o máximo da capacidade do sistema. Segundo o autor, além do posicionamento do pedal de freio, o esforço e curso do pedal são reconhecidas variáveis de influência.

Augsburg e Trutschel (2003) comentam que a sensação de pedal é de igual importância para a segurança e conforto. Os usuários esperam uma boa

sensação durante a frenagem para uma melhor dirigibilidade e para satisfazer uma expectativa de desaceleração que transmita confiança em termos de segurança e conforto.

Para Aleksendric, Cirovic e Smiljanic (2015), a sensação de pedal de freio é um dos primeiros pontos avaliados pelos motoristas ou usuários durante a experiência de condução do veículo, e que eles frequentemente avaliam o desempenho de um sistema de freios automotivo em termos de sensação de pedal de freio. Essa sensação tem influência tanto do sistema de freio quanto da percepção subjetiva do condutor e depende da sinergia entre esses dois fatores. A sensação de pedal de freio dá ao condutor a percepção da dinâmica e do desempenho do veículo na frenagem.

Diversos trabalhos foram realizados, utilizando diferentes abordagens, para elucidar a relação entre os parâmetros objetivos (parâmetros de projeto e interação dos componentes do sistema) e seus efeitos na sensação de frenagem ou sensação de pedal de freio, que são normalmente percebidos subjetivamente pelo usuário. Algumas dessas abordagens serão descritas a seguir.

2.4.1 Avaliação objetiva e subjetiva da sensação de pedal de freio

A sensação de pedal de freio descreve a relação entre três variáveis, quais sejam esforço de pedal, curso de pedal e a desaceleração do veículo (AUGSBURG e TRUTSCHEL, 2003). A descrição destas três variáveis em termos numéricos é que permite a avaliação objetiva da sensação de pedal de freio.

Mortimer et al (1970) realizaram um trabalho de pesquisa para identificar uma faixa de valores para a relação entre esforço de pedal freio e desaceleração, ou ganho de força do pedal, que resultasse no melhor desempenho durante a frenagem, levando em consideração fatores ergonômicos e de capacidade de aplicação de força para homens e mulheres. Como resultado do trabalho foram identificados limites ótimos para o ganho de força do pedal, como indicado na faixa escura na Figura 26.

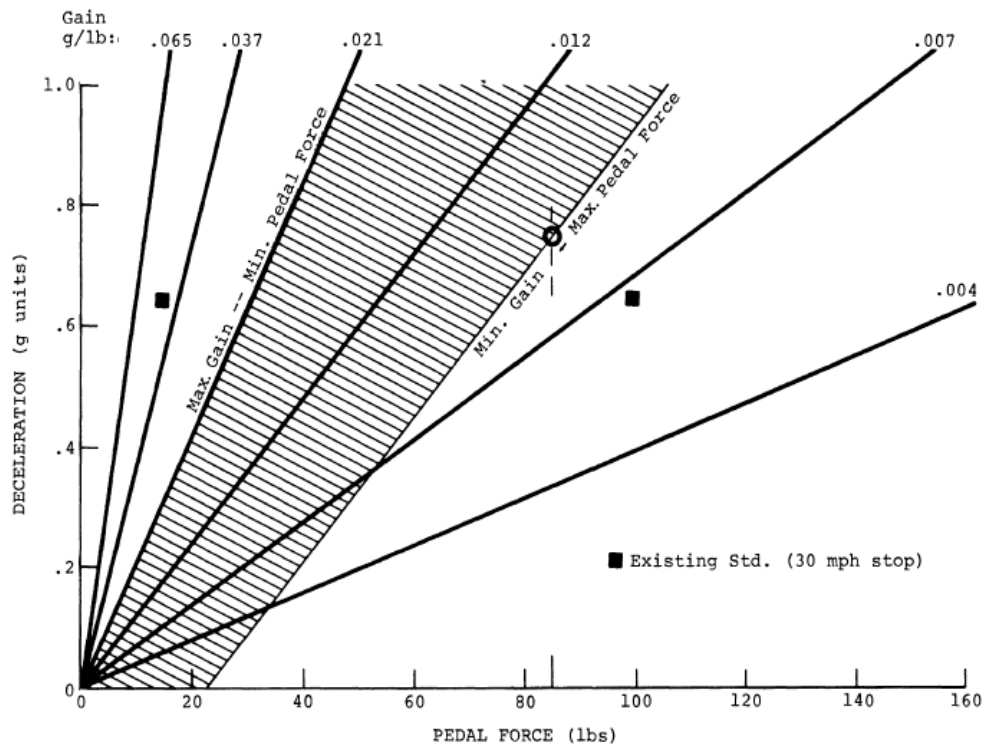


Figura 26 - Faixa ótima de ganho de força de pedal (MORTIMER et al, 1970)

Este trabalho revelou que, para 5% da população feminina, a força máxima aplicada foi de 378 N (85 lb) e sugere que esse valor como máximo esforço no pedal necessário para gerar uma desaceleração da ordem de 0,75 g (subentendendo que 0,75 g seria um valor aceitável de desaceleração para, por exemplo, uma frenagem de emergência). Com isso o trabalho recomenda um ganho de força de pedal mínimo de 0,012 g/lb (Fig. 26). Como ganho máximo, foi recomendado o valor de 0,021 g/lb, pois valores maiores incorreram em maior frequência de travamento de roda e perda de controle, além de ser apontado como uma sensação de frenagem ruim pelos condutores.

Diferentemente de Mortimer et al, Limpert (1999) afirma que a força máxima exercida pelos mesmo 5% de uma população feminina pode ser de 445 N (100 lb). Para os homens essa força seria de 823 N (185 lb). Também segundo o autor, tanto o esforço quanto o curso do pedal de freio são parâmetros importantes para que o usuário consiga modular de forma eficaz os freios; afirma ainda que um sistema sem um suficiente “retorno” do curso de pedal poderia levar ao travamento das rodas e perda de controle, principalmente em pistas

molhadas. Essa condição chama atenção no Brasil, onde a maioria dos carros de passeio e caminhões leves em circulação ainda no ano de 2017 não possuem ABS, que passou a ser obrigatório para 100% dos veículos em 2014 (SILVA e GUTIERREZ, 2017).

Ainda de acordo com Limpert (1999), para sistemas de freio com servofreio com assistência a vácuo, uma força de pedal máxima de 223 N a 489 N (50 lb a 75 lb) deve promover uma desaceleração de 0,9 a 1,0 g. O curso de pedal associado a esta condição não deve exceder 75 a 90 mm para a condição de freio frio (abaixo de 366 K ou 93 °C).

Ebert e Kaatz (1994) correlacionaram os parâmetros objetivos de curso de pedal, esforço de pedal e tempo de resposta do sistema de freio com avaliações subjetivas através de um indicador numérico ao qual chamaram de Índice de Sensação de Frenagem ou *Brake Feel Index* (BFI), baseado num sistema de pontuação de 0 a 100 pontos, onde cada item tem um peso no cálculo. A Figura 27 ilustra um exemplo de cálculo do BFI para um determinado veículo.

Tabela 4 - Cálculo do Índice de Satisfação de Frenagem (EBERT e KAATZ, 1994)

PARÂMETRO	PESO	OBJETIVO	MÉTODO DE CÁLCULO
Força da pré-carga do pedal	5%	-	Subtraia 1 % para cada 4,4 N (1 lbf) sobre o valor objetivo
Força de pedal em baixa desaceleração	5%	-	Subtraia 1 % para cada 4,4 N (1 lbf) sobre o valor objetivo
Curso de pedal em baixa desaceleração	20%	-	Subtraia 2 % para cada 25 mm (1 pol.) excedente do valor objetivo
Força do pedal em desaceleração moderada	10%	-	Subtraia 1 % para cada 4,4 N (1 lbf) sobre o valor objetivo
Curso de pedal em desaceleração moderada	10%	-	Subtraia 1% para cada 50 mm (2 pol.) acima do objetivo, ou subtraia 1 % para cada 25 mm (1 pol.) abaixo do objetivo.
Força de pedal em desaceleração elevada	20%	-	Subtraia 1 % para cada 4,4 N (1 lbf) sobre o valor objetivo
Tempo de resposta	30%	-	Subtraia 1,5 % para cada 1 s excedente ao tempo objetivo
Contagem máxima	100%		

Para obter uma correlação entre dados objetivos e subjetivos para criar o BFI, foram usadas aproximações empíricas, bem como ajustes de pesos e métodos de cálculos. O levantamento de dados objetivos levou em consideração a

velocidade do veículo, condição do freio (pré-assentado, assentado ou pós-*fade*), temperatura inicial de frenagem, condição da pista, nível de vácuo do servofreio, carregamento do veículo e velocidade de aplicação da força no pedal.

Análises realizadas em diversos veículos mostraram boa correlação entre o BFI e as avaliações subjetivas. Esse método é útil para prognosticar a satisfação geral do cliente com o desempenho do sistema de freio, embora não dispense a utilização de medidas objetivas para caracterização da sensação de pedal de freio.

Lee e Kim (2010) realizaram um trabalho com o objetivo de compreender a relação entre esforço de pedal, curso de pedal e tempo de resposta do sistema, de maneira que pudessem identificar os padrões dessas três variáveis que promoviam maior nível de satisfação dos usuários. Para isso eles utilizaram dados de teste veiculares juntamente com dados de pesquisa de satisfação interna de uma montadora. Sua abordagem consistiu em avaliar curvas de esforço e curso de pedal em função da desaceleração e tempo de resposta (pressão na linha de freio em função do tempo) analisando vários pontos ao longo das curvas de modo que pudessem verificar também a influência da forma das curvas (ou ganhos) na sensação de frenagem. Entre os veículos analisados estavam modelos esportivos, coupé ou sedan, econômicos de entrada e caminhões. Para análise dos dados os autores utilizaram um método estatístico que denominaram de Análise do Componente Principal (do inglês *Principal Component Analysis*, ou PCA), utilizado para correlacionar os modos de variação de múltiplas variáveis. Posteriormente os dados das pesquisas de satisfação foram tratados por um método de regressão e comparados aos resultados da análise objetiva.

Como conclusão o trabalho aponta que ganhos maiores e mais lineares (ou curvas mais lineares) de esforço e curso de pedal de freio e tempo de resposta aparecem como características preferidas, ligadas ao aumento de satisfação dos clientes. A Figura 27, retirada de Lee e Kim (2010), ilustra as relações de ganho mencionadas acima para o tempo de resposta. Na Figura 27a, o veículo número 8, cuja curva tem o maior ganho (maior inclinação), é apontado como tendo maior grau de satisfação dos clientes. Na Figura 27b, o veículo 28, cuja curva

apresenta o ganho mais linear, apresenta também maior grau de satisfação. Para os autores, é muito provável que ganhos lineares sejam de mais fácil controle para os usuários para modulação do freio.

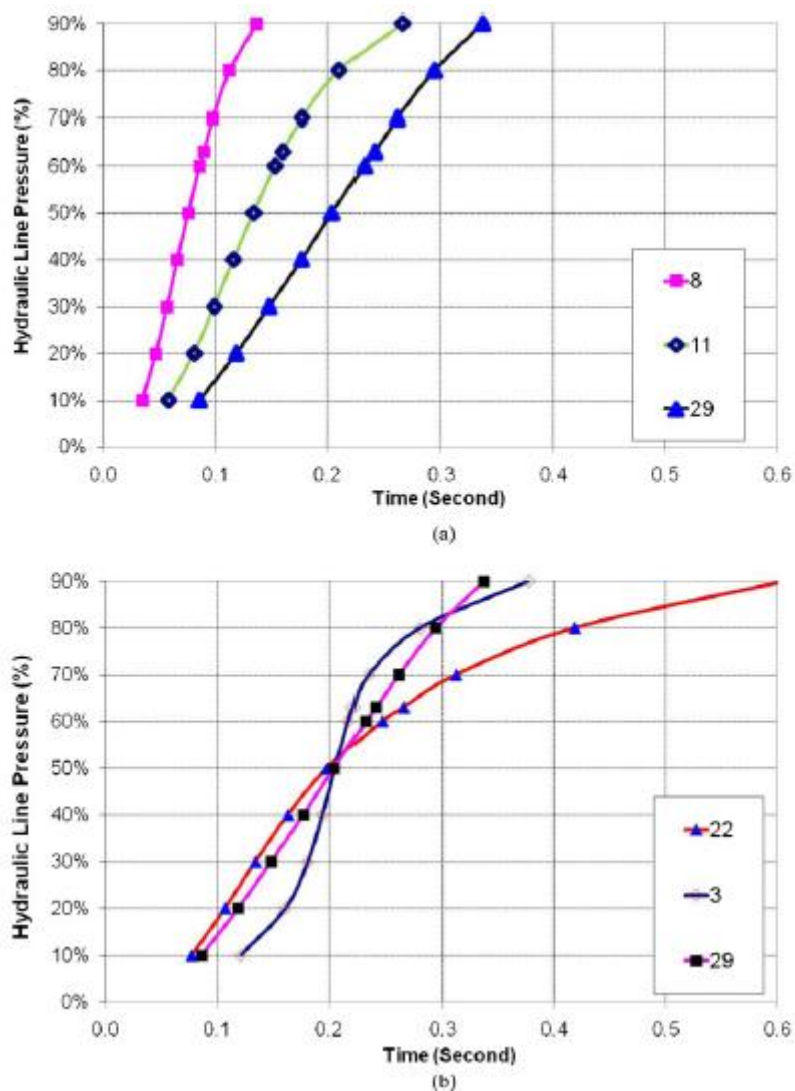


Figura 27 - Curvas de tempo de resposta de sistema de freio para comparação de (a) nível de ganho (inclinação das curvas) e (b) linearidade do ganho (linearidade das curvas) (LEE e KIM, 2010)

Aleksendric, Cirovic e Smiljanic (2015) publicaram um trabalho onde utilizaram um modelo de redes neurais para controle e otimização do desempenho durante a frenagem em função do curso de pedal de freio. O objetivo era entender como a sensibilidade do torque de frenagem, considerado pelos autores um dos fenômenos mais importantes da frenagem, variava em função da pressão na linha de freio, velocidade de deslizamento do disco e temperatura na interface

disco-pastilhas e, então, propor uma maneira de controlar o torque de frenagem através da pressão de atuação, de modo que este permanecesse estável durante todo o evento da frenagem. Para os autores, o torque de frenagem deveria se manter estável durante o ciclo de frenagem e maximizado em função da velocidade, pressão e temperatura. Devido à frequente e alta flutuação do desempenho do freio, especialmente com perda de torque em temperaturas elevadas, não se tem estabilidade, e isso se reflete como um retorno confuso para o condutor sobre a dinâmica do veículo e do desempenho do freio.

Nesse trabalho foi utilizado um dinamômetro para coleta de dados de torque de frenagem, pressão de atuação, velocidade de deslizamento e temperatura do freio. O resultado do ensaio para uma condição de frenagem “normal”, como no trânsito cotidiano, é mostrado na Figura 28. As variações do torque real em função da sinergia entre pressão-velocidade-temperatura deveriam ser melhor controladas para prover estabilidade e, ao mesmo tempo, máximo desempenho. A alta variação da temperatura na interface disco-pastilhas altera o coeficiente de atrito, afetando o torque. Esses efeitos negativos poderiam ser reduzidos pelo ajuste da pressão de atuação, o que poderia também atenuar o fenômeno do aumento do coeficiente de atrito no momento da parada do veículo (do termo em Inglês, *in-stop friction*).

De acordo com a Figura 28, as condições de operação do freio, em função da pressão-velocidade-temperatura, causaram variações consideráveis no torque de frenagem. Obviamente, para um mesmo curso de pedal de freio de 40% (onde a pressão real de atuação é de 22 bar), o desempenho mínimo foi obtido para a velocidade inicial de 18 km/h e o máximo para a velocidade de 88 km/h. O torque de frenagem máximo oscilou entre 300 Nm (18 km/h) e 550 Nm (88 km/h). Conseqüentemente, se o condutor quiser manter o mesmo desempenho, deveria atuar no curso do pedal de freio. Os resultados indicam também que 45% do coeficiente de atrito em parada foi obtido para a velocidade inicial de 88 km/h. O fenômeno de aumento do coeficiente de atrito “em parada” resulta em uma sensação de pedal de freio muito agressiva no final da frenagem e em uma sensação de pedal “mole” no início da frenagem, causando uma má sensação de pedal de freio (ALEKSENDRIC, CIROVIC e SMILJANIC, 2015).

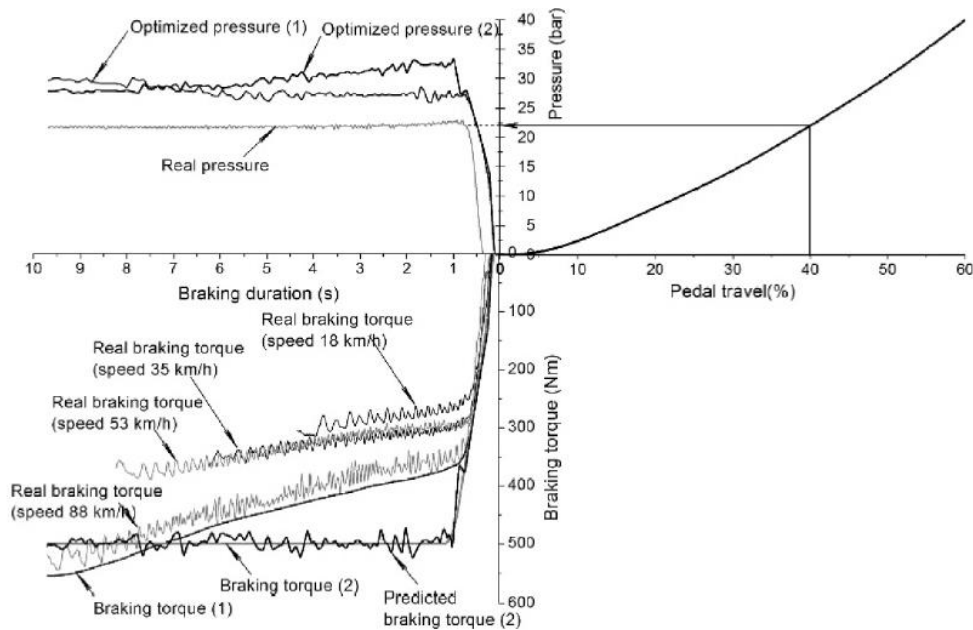


Figura 28 - Otimização da pressão de atuação dos freio e torques de frenagem (ALEKSENDRIC, CIROVIC e SMILJANIC, 2015)

Os resultados do processo de otimização da pressão de atuação são mostrados na Figura 28 pelas linhas “Optimized pressure (1)” e “Optimized pressure (2)”, representando o ajuste da pressão de atuação que deveria ser usada para atuação dos freios para promover um torque de frenagem mais estável, como representado pelas linhas “Brake torque (1)” e “Brake torque (2)”.

2.4.2 Influências dos componentes do sistema de freio hidráulico na sensação de pedal de freio

Cada componente do sistema de freio pode afetar de alguma maneira a sensação de frenagem ou sensação de pedal de freio, desde seu dimensionamento até propriedades de deformação dos materiais.

O dimensionamento de um sistema de freio completo não é uma tarefa simples. Cálculos são necessário de maneira a conseguir um bom balanceamento, resultado da interação de todos os componentes do sistema. Como exemplo, Limpert (1999) explica que reduzir o diâmetro interno do cilindro mestre irá aumentar a pressão na linha freio, resultando em maior desaceleração. Por outro lado, aumentar o diâmetro dos pistões das pinças também aumentará a

desaceleração. Contudo, a redução do diâmetro do cilindro mestre reduzirá também a quantidade de fluido de freio deslocado, enquanto que o aumento do diâmetro dos pistões das pinças aumentará a quantidade de fluido demandada para que os freios de roda funcionem adequadamente. Em ambos os casos haveria impacto direto no curso do pedal de freio. No primeiro, seria necessário um esforço menor aplicado ao pedal de freio para atingir um mesmo valor de pressão na linha de freio (considerando somente a redução do diâmetro interno do cilindro mestre), porém, seria necessário um curso maior do pedal para suprir a mesma demanda dos cilindros de roda nas pinças.

Ainda segundo Limpert (1999), os ganhos dos componentes (relação de alavanca do pedal, relação do servofreio, fator de freio, por exemplo) só podem ser aumentados até um certo limite. O aumento da relação do servofreio pode criar problemas no caso de falha do componente, bem como o atendimento das normas de segurança. O aumento da relação de pedal ou do curso dos pistões do cilindro mestre demandarão um curso de pedal de freio excessivo. Reduzir o curso mínimo necessário dos pistões das pinças, disponível do volume de fluido deslocado no cilindro mestre para acionamento dos freios, exigirá componentes extremamente rígidos e pequeno espaço entre pastilha e disco ou lona e tambor. Aumentar o fator de freio resulta em variação do torque de frenagem e potencial desbalanceamento do freio. O aumento do raio efetivo dos discos ou tambores é limitado por questões de espaço. A diminuição do raio dos pneus é limitada para capacidade de carga requerida para o veículo.

Basch et al (2002) analisaram a influência das propriedades de materiais de atrito de pastilhas e lonas de freio na sensação de pedal de freio. Algumas das propriedades que podem influenciar são o nível de atrito (ou fricção), aumento do nível de atrito no momento da parada e compressibilidade a frio e a quente, por exemplo. Os autores consideram que a influência dos materiais de atrito na sensação de frenagem é menor quando comparado a outros componentes, como o servofreio, por exemplo, mas que seria uma maneira simples de se tentar melhorar o desempenho do veículo nesse aspecto, pelo baixo custo e facilidade de implementação. Propriedades como a compressibilidade, que pode afetar o curso de pedal, por exemplo, mostram um impacto significativo quando

analisados objetivamente, embora mais difíceis de serem percebidos subjetivamente pelo usuário.

Basch et al (2002) afirmam também que a sensação de pedal de freio para um veículo com freio a disco nas quatro rodas é determinada pelo servofreio. Portanto, além do tamanho do servofreio (diâmetro do diafragma), sua válvula de controle pode ter grande influência.

Konishi et al (1998) *apud* Ho (2009) dizem que a característica do sistema de freio depende do salto e da relação do servofreio. Segundo os autores, o salto é uma característica básica da sensação de pedal de freio.

Kawaguchi (2005) investigou os efeitos no conforto na frenagem em um estudo de caso envolvendo a mudança dos materiais de atrito das pastilhas de um veículo de passeio com freios a disco. Os resultados mostraram que as pastilhas com menor valor de compressibilidade resultaram em menor curso de pedal. Porém, para uma redução de 20 e 30% no valor de compressibilidade a quente e a frio, respectivamente, observou-se apenas 5,2% de diferença no curso de pedal a uma desaceleração de 0,3 g. Ao final, observou-se uma melhora sutil, mas mensurável em testes experimentais, porém não foram percebidas grandes diferenças em avaliação subjetiva, similarmente aos resultados de Basch et al (2002).

Ho (2009) realizou um estudo detalhado da influência dos parâmetros dimensionais e de características de rigidez e de deformação dos componentes individuais de um sistema de freio hidráulico de um veículo de passeio na sensação de pedal de freio. O estudo foi feito com base em modelos matemáticos para cálculo dos parâmetros do sistema, tanto estáticos (como absorção volumétrica e pressão na linha de freio) como dinâmicos, (como desaceleração resultante das interações entre força aplicada, volume de fluido deslocado e pressão gerada na linha de freio) e em modelos de simulação por método de elementos finitos desenvolvidos pelo autor para verificar também a influência das propriedades de componentes como, por exemplo, borrachas de vedação (propriedades elásticas e deformação) e molas de retorno do servofreio e cilindro mestre (rigidez) na sensação de pedal de freio. Testes experimentais

em veículo foram realizados para validação dos modelos. Entre as conclusões desse trabalho podemos citar (HO, 2009):

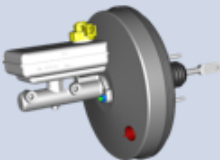
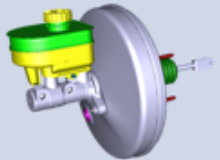
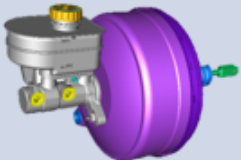
- O aumento da relação do servofreio tende a reduzir o esforço de pedal necessário para atingir um mesmo valor de pressão na linha de freio, porém reduzirá também o ponto de saturação (a redução demasiada do ponto de saturação pode exigir maior esforço do condutor para atingir valores mais altos de desaceleração. Pode ser um fator negativo em frenagens de emergência).
- As simulações por elementos finitos apontaram que um aumento na rigidez das borrachas de vedação do cilindro mestre resultou em aumento da pressão nas câmaras do cilindro mestre com menor curso de pedal, ou seja, resultaram em uma melhora da sensação de pedal de freio.
- A deflexão das vedações do cilindro mestre sob aplicação de pressão se mostraram significantes na relação entre curso e esforço do pedal de freio e a pressão gerada na linha de freio. O autor afirma que as vedações do cilindro mestre têm papel importante na sensação de pedal de freio.
- As rigidezes das molas de retorno da válvula pneumática e da mola da válvula de controle (detalhe na Fig. 15) afetam o ponto de abertura da válvula (detalhe na Fig. 18). Quanto maior a rigidez, maior o esforço necessário para comprimir a mola e deslocar o êmbolo da válvula pneumática após a válvula de vácuo estar fechada. Portanto, a sensação de pedal pode ser melhorada pela otimizando os valores de rigidez das molas (isso depende também do tipo construtivo do mecanismo de acionamento das válvulas do servofreio, podendo variar de um servofreio para outro).
- As propriedades de deformação do disco de reação do servofreio podem afetar as características de “salto” do servofreio, afetando a sensação de pedal de freio.
- A deflexão das borrachas de vedação dos pistões das pinças também afeta a sensação de pedal de freio, porém em menor grau quando comparado às vedações do cilindro mestre.
- As borrachas de vedação do cilindro mestre e dos pistões das pinças tem função importante na sensação de pedal de freio. O aumento da rigidez das vedações poderia aumentar a pressão inicial no sistema com menor curso de

pedal, o que poderia melhorar a sensação de pedal de freio (nada se comenta sobre possíveis efeitos colaterais do eventual aumento de rigidez das vedações).

3 METODOLOGIA

Neste estudo será avaliada a influência do servofreio na sensação de frenagem. Serão avaliados 3 servo-freios, que diferem pelos parâmetros de tamanho de câmara (simples ou tandem), diâmetro do cilindro mestre, salto, relação, ponto de abertura de válvula e ponto de saturação. A Tabela 5 mostra as especificações de cada servo-freio. Alguns dados são mostrados em termos percentuais para sigilo dos dados da montadora. Para simplificação, a identificação dos servofreios no texto será abreviada como CS-11" para o servofreio tipo Câmara Simples de 11 polegadas, CSME-11" para o tipo Câmara Simples de 11 polegadas com melhoria de eficiência e CD-10" para o tipo Câmara Dupla de 10 polegadas. O servofreio CSME-11" tem algumas melhorias nas vedações, curso morto do cilindro mestre e na eficiência geral comparado ao CS-11".

Tabela 5 - Especificações dos servofreio

Especificações dos Servofreios			
Servofreios Características Tipo de servofreio Diâmetro do cilindro mestre Curso morto do cilindro mesrte Ponto de abertura de válvula Salto Relação Saturação			
	Câmara Simples 11"	Câmara simples 11" (Melhoria de Eficiência)	Câmara Dupla 10"
	25,4 mm	25,4 mm	28,57 mm
	100%	80%	80%
	100%	81%	97,3%
	100%	83,3%	121,2%
	100%	94,3%	123%
	> 110 bar	> 110 bar	> 120 bar

Primeiramente será construído um modelo matemático do sistema de freio para simulação da sensação de pedal de freio, modelo este a ser validado através de

testes físicos no veículo de estudo, tendo assim uma avaliação objetiva da frenagem (virtual + físico). Propõe-se também realizar uma avaliação subjetiva, ou seja, baseada na percepção individual do motorista, feita a partir em uma escala de notas. Esta avaliação subjetiva, juntamente com os resultados da avaliação objetiva, vão compor uma análise completa da sensação de frenagem.

3.1 Avaliação objetiva

A avaliação objetiva será realizada em duas frentes. A primeira através de simulação do sistema de freios do veículo e da dinâmica da frenagem a partir de um modelo matemático construído utilizando-se um programa computacional baseado em planilhas de cálculo do *Microsoft Excel*, desenvolvido para fins deste trabalho. A segunda frente será através de ensaios experimentais realizados no veículo em estudo. Tanto o cálculo como os testes reais são feitos de maneira a se obter resultados em termos de curso de pedal, esforço de pedal e desaceleração do veículo, que são as variáveis relacionadas à sensação de frenagem.

3.1.1 Modelamento matemático de simulação da sensação de pedal de freio

Um modelo matemático será construído considerando a simulação da dinâmica da frenagem em linha reta, com base nas equações apresentadas na seção 2.3. O modelo proposto não leva em consideração a força da mola de retorno e reações de atrito na válvula de controle do servofreio, assim as características de salto e ponto de abertura de válvula não serão mostradas. Os resultados do modelo matemático mostrarão a tendência de comportamento da sensação de pedal de freio em função da variação do diâmetro do cilindro mestre e relação de assistência do servofreio. Para análise do ponto de saturação e ponto de abertura de válvula, será utilizado um modelo de simulação do fabricante do servofreio, o qual possui um modelo completo do componente. Com a simulação, espera-se obter resultados que mostrem as tendências de comportamento

dinâmico do veículo em função da variação de um ou outro parâmetro do servofreio.

Para realizar essa análise, serão efetuados os cálculos variando apenas o parâmetro de interesse por vez. A análise da influência de cada parâmetro será feita em termos de desaceleração x esforço de pedal, desaceleração x curso de pedal e da relação de esforço de pedal x curso de pedal.

3.1.2 Ensaio experimentais em veículo

Os ensaios experimentais serão realizados com base em procedimentos e normas internos da montadora fabricante do veículo em estudo. O veículo utilizado para levantamento das curvas experimentais será um veículo comercial de 3,5 t, com freios a disco nas quatro rodas, com ABS. A Tabela 6 mostra os dados do veículo.

Tabela 6 - Dados do veículo

item	Dado
Entre-eixo	3520 mm
Carga no eixo dianteiro (condição de PBT)	1500 kg
Carga no eixo traseiro (condição de PBT)	2000 kg
Peso Bruto Total (PBT)	3500 kg
Raio de rolamento do pneu	362 mm
Tipo do freio dianteiro	Pinça flutuante
Diâmetro do cilindro da pinça dianteira	2 x 48 mm
Raio efetivo do disco dianteiro	122 mm
Pressão pré-operativa do freio dianteiro	1 bar
Eficiência do freio dianteiro	0,95
Fator de freio do freio dianteiro	0,78
Tipo do freio traseiro	Pinça flutuante
Diâmetro do cilindro da pinça traseira	2 x 44 mm
Raio efetivo do disco traseiro	120,5 mm
Pressão pré-operativa do freio traseiro	1 bar
Eficiência do freio traseiro	0,95
Fator de freio do freio traseiro	0,84
Relação de pedal	4

O veículo será instrumentado de forma a coletar dados de temperatura dos freios (para controle da temperatura durante as frenagens), pressão na linha de freio, desaceleração, esforço no pedal e curso do pedal. Esses dados serão utilizados para construção dos gráficos.

A coleta dos dados experimentais será realizada de duas maneiras, sendo um levantamento de curvas da pressão na linha de freio em função do curso e esforço de pedal com o veículo estático e, em seguida, serão realizadas provas dinâmicas para levantamento de curvas de curso e esforço de pedal em função da desaceleração. Os procedimentos para estes ensaios são procedimentos internos da montadora fabricante do veículo. Os mesmos são descritos a seguir.

a) Levantamento de curvas de pressão com veículo estático

Para avaliar a pressão no sistema de freio produzida pelo conjunto servofreio e cilindro mestre com e sem assistência de vácuo, o procedimento será o seguinte:

- 1- Com o veículo estacionário e o motor ligado, aguardar até atingimento do nível de vácuo de trabalho no servofreio (aproximadamente -0,8 bar);
- 2- Efetua-se um mínimo de 10 aplicações progressivas no pedal de freio;
- 3- Registra-se a pressão, o curso e esforço de pedal;

b) Provas dinâmicas

As provas dinâmicas serão realizadas com o veículo carregado na capacidade máxima (PBT), 3500 kg, distribuída com 1500 kg no eixo dianteiro e 2000 kg no eixo traseiro. Com os freios previamente assentado, o seguinte procedimento será executado:

- 1- Efetuar a frenagem, com a transmissão desacoplada (câmbio na posição de neutro) para avaliar somente a ação dos freios sem influência da transmissão, da velocidade inicial 120 km/h à velocidade final de 30km/h;
- 2- Registra-se a desaceleração, o curso de pedal e esforço de pedal;

3- Obtém-se as curvas de desaceleração em função do curso e esforço de pedal.

Os seguintes critérios devem ser observados para execução das frenagens do passo 1 acima:

i - as frenagens devem ser realizadas na condição de freio frio (abaixo de 100°C);

ii- o tempo de cada frenagem, do momento da aplicação do pedal ao até atingir a velocidade final, deve estar compreendido entre 3,5 e 4,5 segundos;

iii- durante a frenagem deve-se objetivar uma aplicação progressiva do pedal, ou seja, um incremento linear de pressão;

iv- o intervalo de tempo entre uma frenagem e a próxima depende do tempo necessário para resfriamento dos freios abaixo de 100°C;

3.1.3 Correlação entre modelo matemático e testes experimentais

A validação dos resultados do modelo matemático será feita através da comparação dos resultados obtidos através do modelo com os resultados dos testes experimentais.

3.2 Avaliação subjetiva

Será realizada uma avaliação subjetiva da sensação de pedal de freio com a participação de funcionários da própria montadora do veículo testado, com o objetivo de correlacionar os dados obtidos na avaliação objetiva através das medições nos ensaios veiculares. Nessa avaliação será usada uma tabela com escala de notas baseado em procedimento interno da montadora, utilizado para avaliação subjetiva de conforto, onde níveis de desempenho são associados a uma nota, um valor numérico de 1 a 10. A tabela 7 mostra esta escala de notas. Dada a disponibilidade de recursos, a avaliação subjetiva será realizada apenas com os servofreios CS-11”, o qual é atualmente utilizado na produção do veículo estudado, e CD-10”. Cada avaliador atribui uma nota de acordo com sua percepção do desempenho do freio.

Muito pobre	Pobre	Marginal/pobre	Marginal	Limite aceitável	Aceitável	Satisfatório	Bom	Muito bom	Excelente
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Tabela 7 – Escala de notas da avaliação subjetiva

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentados os resultados da simulação, os resultados experimentais das medições realizadas no veículo, referentes à avaliação objetiva da sensação de pedal de freio, e os resultados da avaliação subjetiva realizada com os funcionários da montadora. Na apresentação dos resultados, os níveis de curso e esforço de pedal são mostrados em termos percentuais, para simples comparação dos servofreios, para sigilo dos dados da montadora.

4.1 Resultados da avaliação objetiva

4.1.1 Resultados da simulação

A figura 29 apresenta um comparativo do resultado da simulação da pressão hidráulica gerada no sistema de freio em função da força aplicada no pedal de freio para os três servofreios utilizados. Lembrando que, como mencionado anteriormente, o modelo matemático não leva em consideração as forças de reação da mola de retorno e forças de atrito dos componentes da válvula de controle, contrárias à força de aplicação. Portanto, nesse modelo não são representados os valores de salto e ponto de abertura de válvula.

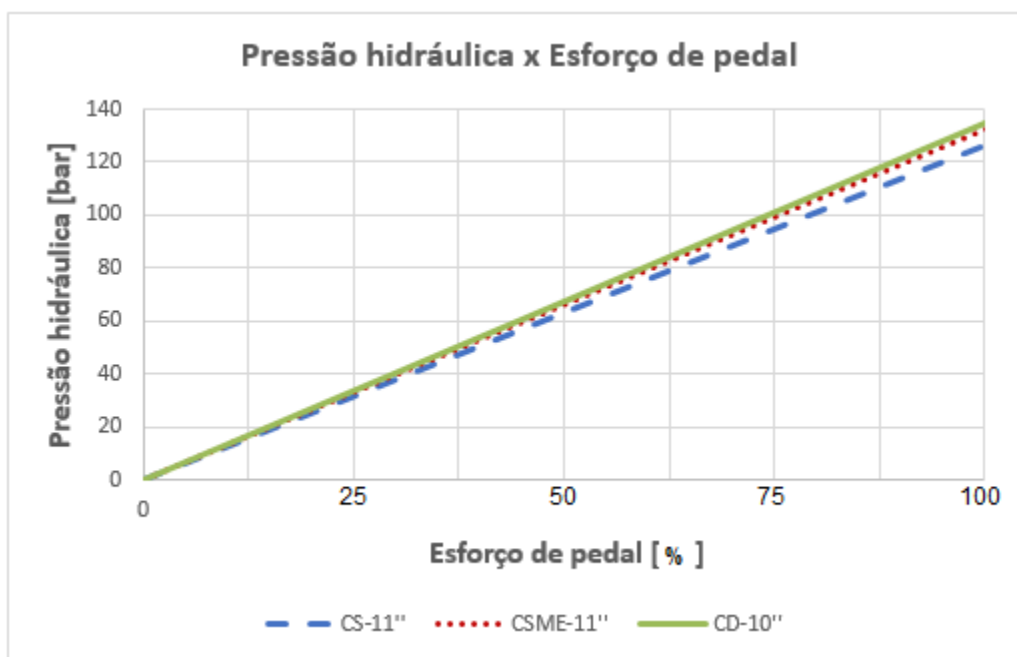


Figura 29 - Comparativo de Pressão hidráulica x Esforço de pedal

Observa-se que diferença no ganho de esforço de pedal entre os três servofreios é pequena, sendo que o tipo CD-10" apresenta o maior ganho e o CS-11", o menor. Observando as características construtivas dos servofreios (quadro 3.1), vê-se que os dois servofreios do tipo câmara simples de 11" são semelhantes e que a característica que explicaria a diferença de ganho resultante da Fig. 29 é a relação do servofreio, uma vez que o salto e o ponto de abertura de válvula não são considerados no modelo. A relação, B, é de 100% para o tipo CS-11" e de 94,3% para o tipo CSME-11", ou seja, um ganho de esforço de pedal quase 6% maior do primeiro.

As Figuras 30 e 31 mostram os resultados da simulação da sensação de pedal de freio, ou seja, desaceleração em função do esforço e curso de pedal, respectivamente, para a condição de veículo carregado, também comparando os três servofreios.

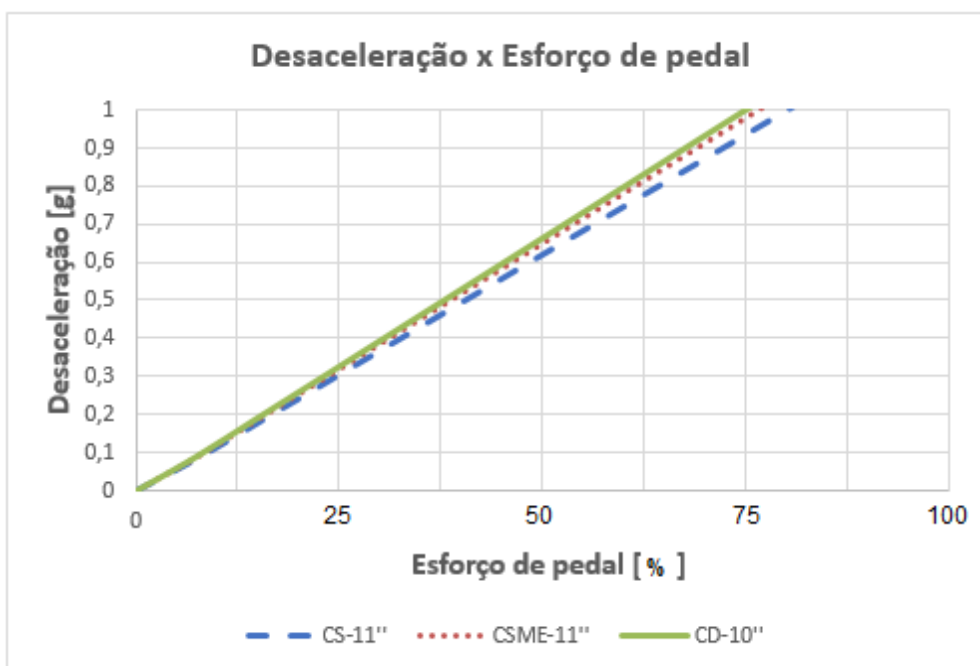


Figura 30 - Comparativo de Desaceleração x Esforço de pedal

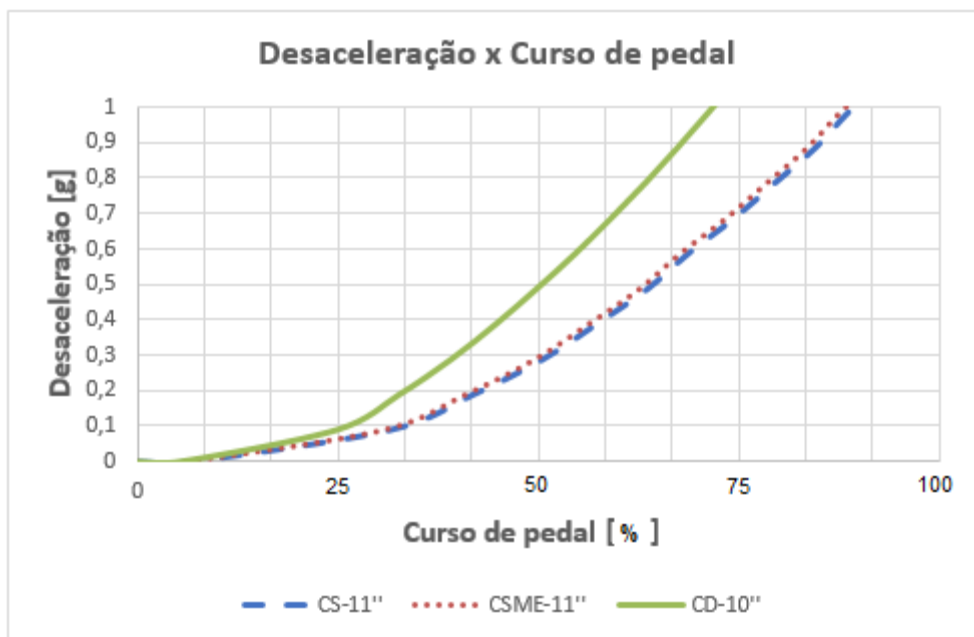


Figura 31 - Comparativo de Desaceleração x Curso de pedal

Segundo o modelo matemático, não há grande diferença em termos de ganho de esforço de pedal entre os três servofreios, como mostrado na Figura 30. A diferença percentual do ganho do servofreio CS-11" para o ganho do servofreio CSME-11" é de 6%, influenciada pela diferença no valor da relação dos servofreios. Para o servofreio tipo CD-10", o diâmetro maior do seu cilindro mestre em relação aos do tipo câmara simples (28,57 mm contra 25,4 mm), o que aumentaria o esforço de pedal, foi compensado pelo também maior valor de relação, fazendo com que não houvesse perda no ganho de esforço de pedal para este servofreio, ficando este com o maior ganho entre os outros três. Já para o curso de pedal, mostrado na Figura 31, o servofreio CD-10" apresentou um ganho significativo quando comparado aos outros dois tipos, ou seja, ele requer menor deslocamento do pedal para gerar um mesmo valor de desaceleração. Esse comportamento é considerado positivo para a sensação de pedal de freio, como apontam Lee & Kim (2010) e Ho (2009). Esse ganho é devido ao diâmetro maior do cilindro mestre, que permite deslocar maior volume de fluido para o mesmo deslocamento do êmbolo do cilindro mestre.

Na Figura 32 é apresentada um gráfico com a relação entre esforço de pedal e curso de pedal para os três servofreios. Este gráfico pode ser entendido como

uma medida da sensação de rigidez do pedal de freio, como apontado por Basch et al (2002). O gráfico mostra que, para um mesmo valor de deslocamento do pedal, o servofreio CD-10" experimenta maior retorno das forças de reação à força aplicada no pedal, enquanto os outros dois tipos estão praticamente iguais no estágio inicial de frenagem, com pequeno distanciamento ao final. Em outras palavras, o condutor pode ter a sensação de maior rigidez ou "firmeza" do pedal para o servofreio CD-10".

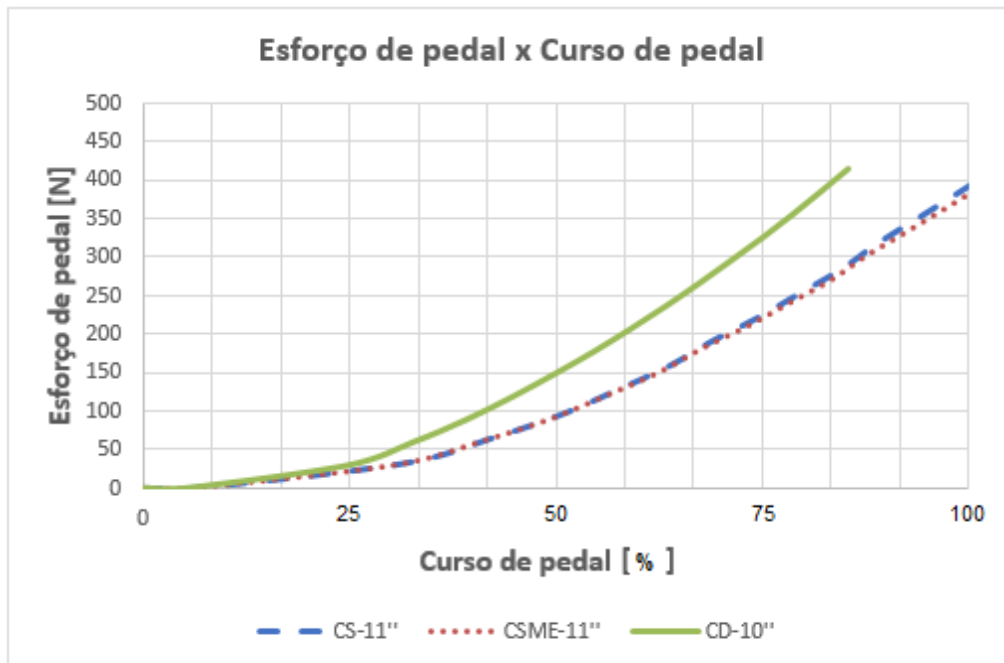


Figura 32 - Comparativo de Esforço de pedal x Curso de pedal

4.1.1.1 Influência do diâmetro do cilindro mestre

Com o modelo de simulação foi possível prever a tendência de comportamento do sistema quando se altera determinada característica do componente, como o diâmetro do cilindro mestre. As Figuras 33 e 34 mostram a influência do diâmetro do cilindro mestre na sensação de pedal de freio, para o esforço e curso de pedal. O servofreio utilizado como base para essa simulação foi o tipo CD-10". Os resultados mostram a diferença quando utilizados cilindros mestres com diâmetro de 25,4 mm ou de 28,57 mm, medidas comumente encontradas no mercado e disponíveis no fornecedor dos componentes.

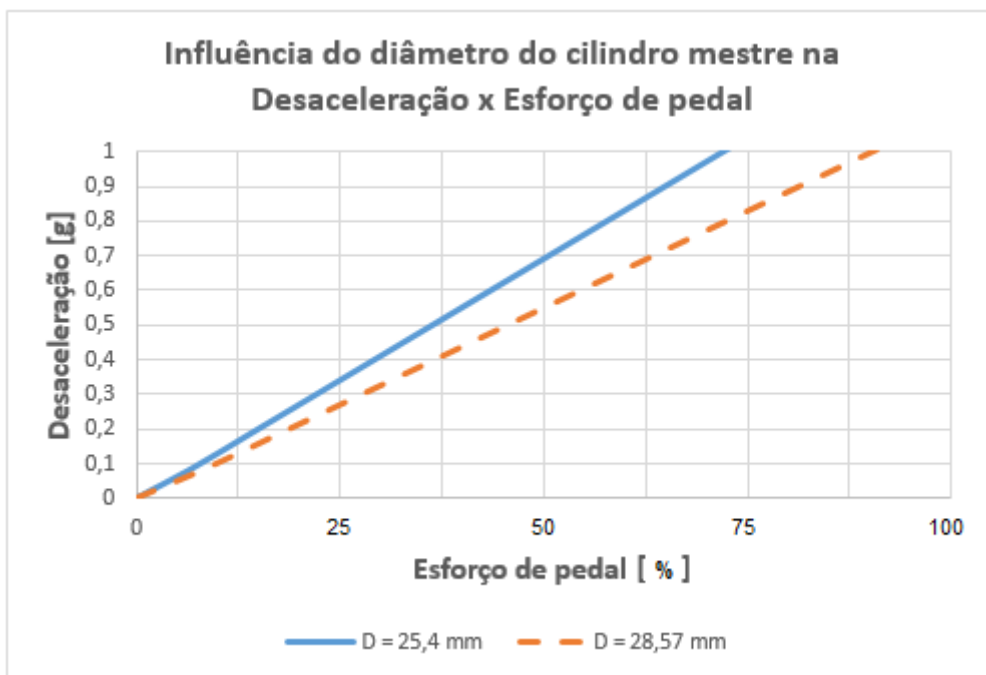


Figura 33 - Influência do diâmetro do cilindro mestre no esforço de pedal

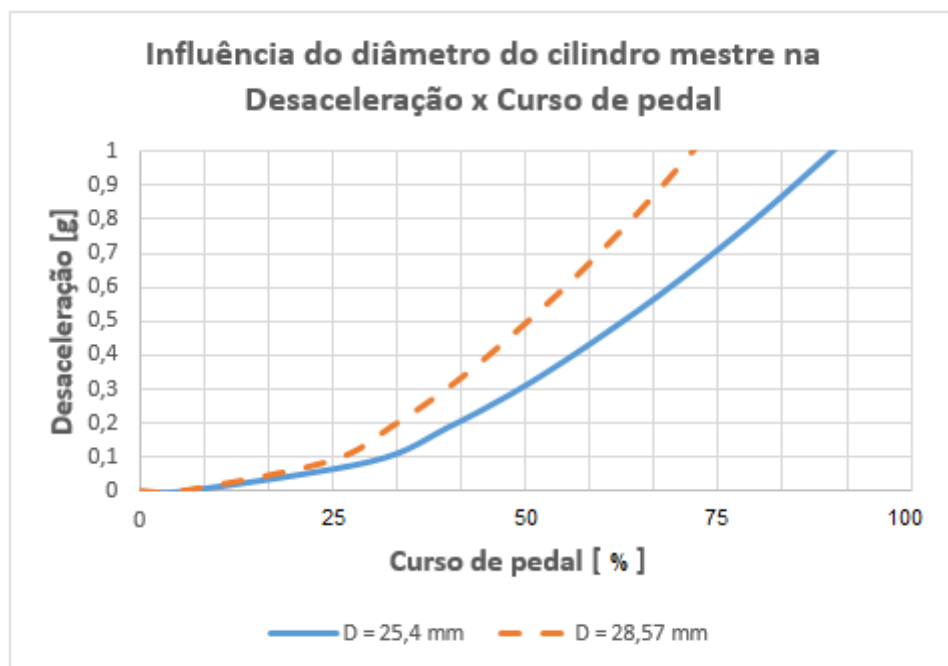


Figura 34 - Influência do diâmetro do cilindro mestre no curso de pedal

Sendo o sistema de freios o mesmo para os dois casos mostrados na Figura 33, a desaceleração é proporcional à pressão na linha de freio, que por sua vez é

proporcional à área do cilindro mestre. Portanto, o menor diâmetro do cilindro mestre proporciona menor esforço de pedal. Em contrapartida, é necessário maior deslocamento do êmbolo do cilindro para deslocar a mesmo volume de fluido, conseqüentemente aumentando o curso de pedal, como pode ser visto na Figura 34, o que é considerado ruim para a sensação de pedal de freio, como citado por Ho (2009).

4.1.1.2 Influência da relação de assistência do servofreio

As Figuras 35 e 36 mostram a influência da relação de assistência (ou simplesmente, relação) do servofreio na sensação de pedal de freio, também utilizando como base o servofreio tipo CD-10", desta vez usando valores hipotéticos de relação do servofreio, B, de 4 e 6.

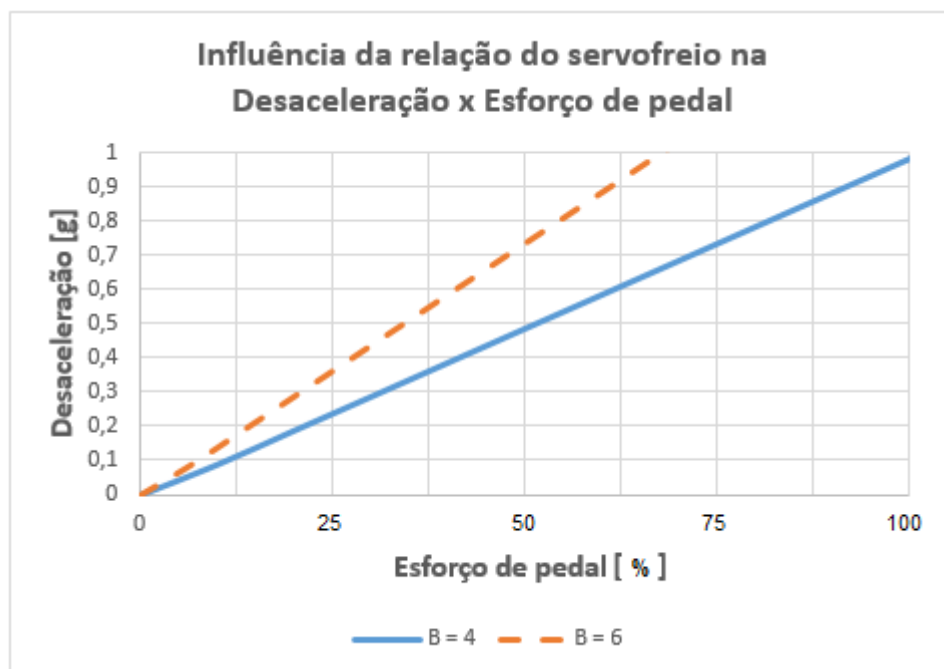


Figura 35 - Influência da relação do servofreio no esforço de pedal

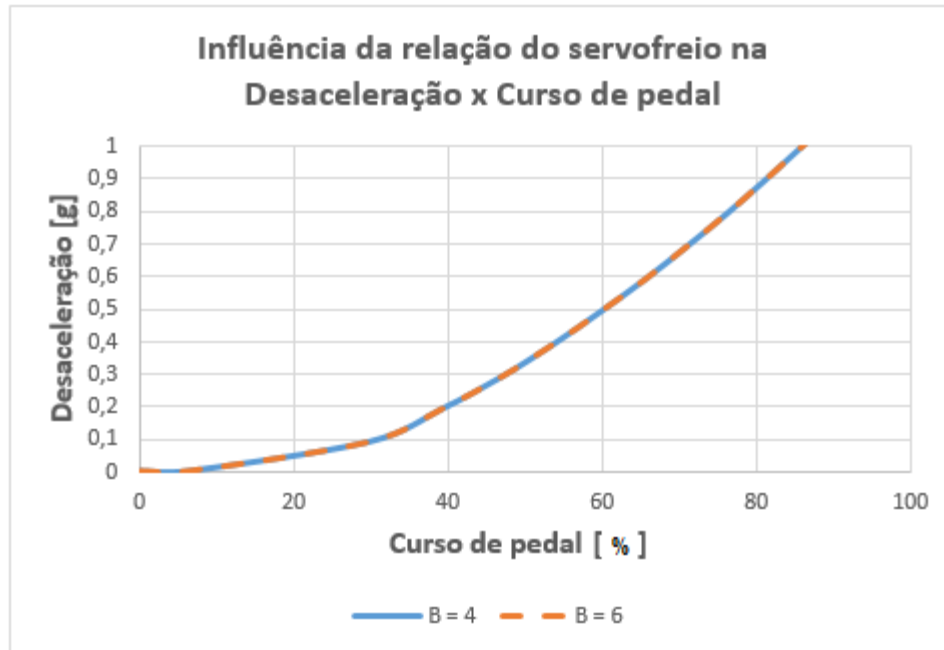


Figura 36 - Influência da relação do servofreio no esforço de pedal

Aumentando-se a relação do servofreio, aumenta-se proporcionalmente o ganho de esforço de pedal (Fig. 35), não alterando a curso de pedal (Fig. 36).

Além dos efeitos mostrados nas Figura 33 a 36, a alteração do diâmetro do cilindro mestre e relação do servofreio impactam também no ponto de saturação do servofreio. A Figura 37 mostra esse efeito. Essas curvas foram fornecidas pelo fabricante dos servofreio, usando valores hipotéticos, uma vez que o modelo matemático desenvolvido nesse trabalho visa a simulação do sistema de freios completo do veículo e da dinâmica da frenagem, sendo que o modelo do componente servofreio, em si, com seus detalhes construtivos, é de propriedade do fabricante.

A Figura 37 mostra que dois servofreios com as mesmas características, mas com cilindros mestres com diâmetros diferentes terão pontos de saturação diferentes. Por exemplo, o servofreio com cilindro mestre com diâmetro (indicado como TMC na figura) de 25,4 mm (curva verde) tem seu ponto de saturação elevado em cerca de 40 bar em relação ao mesmo servofreio com cilindro mestre com diâmetro de 28,57 mm (curva azul). O primeiro apresentou um ponto de saturação de 190 bar, enquanto o segundo, 150 bar. Portanto, a redução do diâmetro do cilindro mestre pode promover uma assistência mais prolongada,

exigindo menos esforço para atingir uma desaceleração maior (no caso de uma frenagem de emergência, por exemplo), por outro lado, tem-se o efeito colateral de aumentar o curso de pedal, como já comentado anteriormente.

Ainda na figura 37 pode-se observar que quando alterado o valor da relação do servofreio (indicado como BR na figura) de 6 (curva azul) para 7 (curva vermelha), houve uma diminuição do ponto de saturação. Essa variação na relação do servofreio provoca uma diferença de aproximadamente 3 bar no ponto de saturação. Assim, o aumento demasiado da relação do servofreio, apesar de proporcionar menor esforço de pedal (aumento no ganho de força aplicada no pedal), pode exigir maior esforço do motorista para atingir uma desaceleração mais alta.

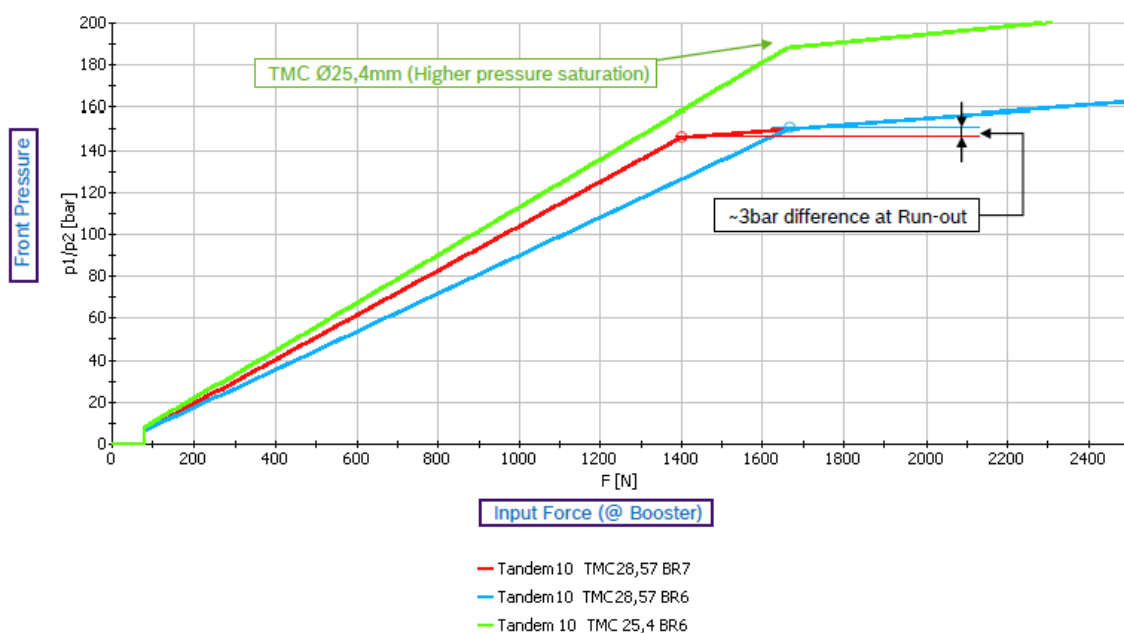


Figura 37 - Efeito da alteração do diâmetro do cilindro mestre e relação do servofreio no ponto de saturação

4.1.1.3 Regressão linear múltipla

Outra maneira de mostrar estatisticamente a influência da relação de assistência e do diâmetro do cilindro mestre no esforço e curso de pedal é através de regressão linear múltipla. A regressão linear múltipla tem o objetivo de explicar e/ou prever o comportamento de uma variável dependente (nesse caso, esforço

e curso de pedal) a partir da influência das variáveis independentes (relação do servofreio e diâmetro do cilindro mestre). Em resumo, o resultado da regressão mostrará se cada variável independente é significativa para modificar a variável dependente. Isso é indicado pelo *valor-p*, sendo que para um nível de confiança de 95%, valores de $p < 0,05$ indicam que a variável é significativa. Outra informação relevante é o coeficiente de determinação, R^2 , que pode ser interpretado como a proporção da variável dependente do modelo que é explicada por determinada variável independente que está sendo avaliada. Valores de R^2 estarão no intervalo de [0-1], que será a medida da qualidade do ajuste do modelo de regressão múltipla aos dados. Quando esse valor é próximo de um, isso significa que as variáveis independentes utilizadas explicam quase totalmente a variabilidade da variável dependente (MONTGOMERY, 2001; MARTINS e DOMINGUES, 2011; REIS, COUTO e FERNANDES, 2015).

Para realizar a regressão linear múltipla para análise proposta acima, foram inseridos no modelo matemático valores de relação do servofreio variando de 1 a 6 e valores de diâmetro do cilindro mestre variando de 23,81 a 31,75 mm (valores de diâmetro comumente disponíveis no mercado, segundo Limpert, 1999), fazendo combinações desses valores para obter resultados de esforço de pedal e curso de pedal para um valor fixo de desaceleração de 0,3 g, escolhido arbitrariamente. Em seguida, foi aplicada a regressão utilizando o Excel.

O resultado da regressão para um nível de confiança de 95% para o esforço de pedal é mostrado na Tabela 8. O valor-p é menor que 0,05 tanto para a variável relação de assistência quanto para o diâmetro do cilindro mestre, mostrando que os dois fatores são significativos para a resposta “esforço de pedal”. As duas variáveis juntas explicam 76% do esforço de pedal, como apontado pelo R^2 .

Outra maneira de visualizar essa relação é através da plotagem de efeitos principais, gerado no software Minitab 17. A Figura 38 mostra em termos gráficos que, para o esforço de pedal, as duas variáveis independentes são significativas para provocar alterações na variável resposta.

Tabela 8 - Resultado da regressão linear múltipla para esforço de pedal

<i>Variáveis</i>	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>
Interseção	49,967	141,226	0,354	0,726
Relação de assistência	-72,815	7,390	-9,853	0,000
Diâmetro cil. mestre	14,861	5,049	2,943	0,006
<i>Estatística de regressão</i>				
R múltiplo	0,873			
R-Quadrado	0,762			
R-quadrado ajustado	0,748			
Erro padrão	75,727			
Observações	36			

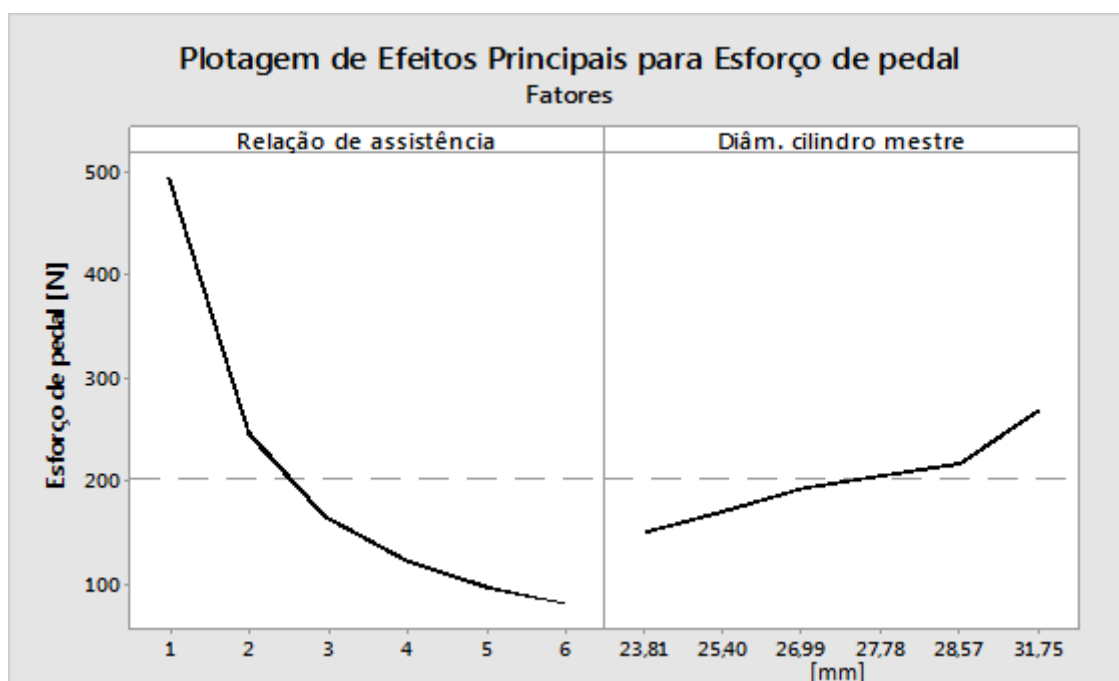


Figura 38 - Plotagem de efeitos principais para esforço de pedal

A Tabela 9 mostra o resultado da mesma análise de regressão linear múltipla aplicada para o curso de pedal. Desta vez, o resultado aponta que somente o diâmetro do cilindro mestre é significativo para o curso de pedal (valor-p = 0,006), uma vez que o valor-p para a relação de assistência é de 1, ou seja, bem maior que 0,05. O R^2 mostra que a resposta curso de pedal é explicada em 97,7% pela variável “diâmetro de cilindro mestre”, principalmente. Isso também é mostrado na Figura 39, através da plotagem de efeitos principais para o curso de pedal.

Tabela 9 - Resultado da regressão linear múltipla para curso de pedal

	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>
Interseção	138,902	2,341	59,337	0,000
Relação de assistência	0,000	0,122	0,000	1,000
Diâmetro cil. mestre	-3,189	0,084	-38,106	0,000
<i>Estatística de regressão</i>				
R múltiplo	0,989			
R-Quadrado	0,978			
R-quadrado ajustado	0,976			
Erro padrão	1,255			
Observações	36			

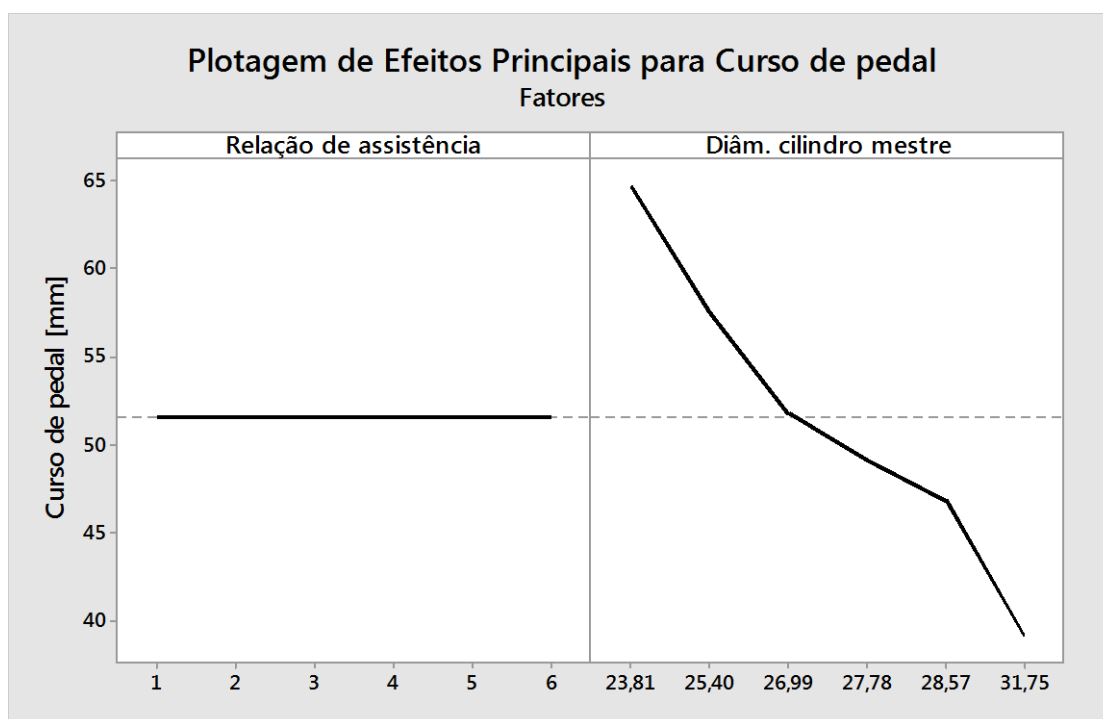


Figura 39 - Plotagem de efeitos principais para o curso de pedal

4.1.1.4 Influência do ponto de abertura de válvula

A Figura 40 mostra a influência do ponto de abertura de válvula (ou, do termo em Inglês, *crack point*) na sensação de pedal de freio, comparando um mesmo servofreio, usando valores hipotéticos de abertura de válvula de 60 e 80 N. A figura é dividida em quatro quadrantes. O quadrante 1 mostra a relação de

esforço e curso de pedal; o quadrante 2 mostra a relação entre esforço de pedal e desaceleração; o quadrante 3 mostra a relação de pressão na linha de freio e desaceleração; e o quadrante 4 mostra a relação entre curso de pedal e pressão na linha de freio. Estas curvas foram também fornecidas pelo fabricante dos servofreios. Pode-se observar que essa variação no ponto de abertura de válvula praticamente não altera o desempenho em relação ao esforço e curso de pedal, podendo, talvez, ser perceptível subjetivamente por um motorista experiente ou habilidoso.

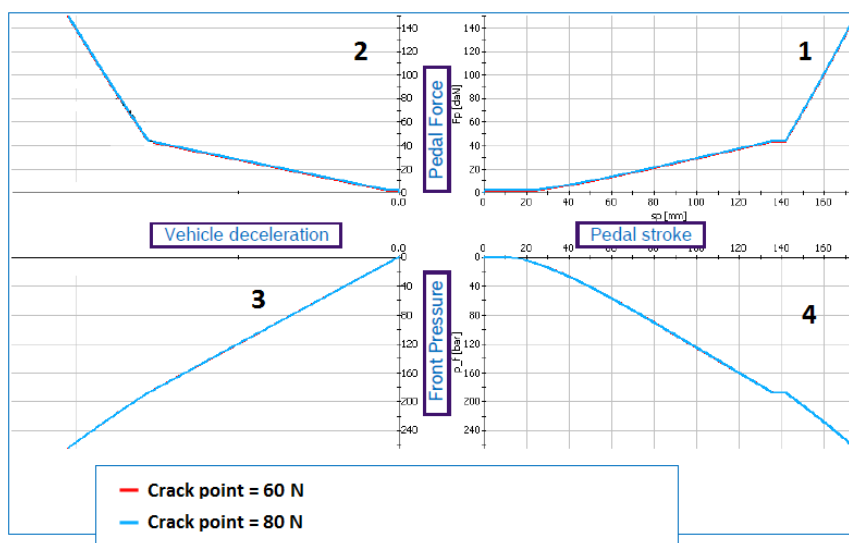


Figura 40 - Influência do ponto de abertura de válvula na sensação de pedal de freio

4.1.2 Resultados das provas experimentais

A seguir são apresentados os resultados das medições realizadas no veículo carregado. Primeiramente, serão mostradas as curvas de pressão hidráulica do sistema de freio levantadas com o veículo estático. Em seguida serão mostradas as curvas das provas dinâmicas.

4.1.2.1 Levantamento de curvas de pressão na linha de freio com veículo estático

As Figuras 41, 42 e 43 mostram as curvas de pressão hidráulica em função da força aplicada no pedal de freio para os servofreio tipo CS-11", CSME-11" e CD-10", respectivamente, levantadas com o veículo estático e com o motor em funcionamento para gerar vácuo no servofreio. Em cada gráfico foi indicado com uma linha horizontal, interceptando o eixo Y, para melhor visualização, os valores

aproximados de salto e ponto de saturação, para fins de comparação. O servofreio CS-11" apresentou um ponto de saturação ligeiramente acima de 110 bar e um salto aproximado de 14 bar. O servofreio CSME-11" apresentou um ponto de saturação de aproximadamente 130 bar e um salto de aproximadamente 12 bar. O servofreio CD-10" tem um ponto de saturação um pouco acima de 140 bar. Como este possui dupla câmara de vácuo, é esperado que promova uma assistência um pouco mais prolongada em relação aos servofreios de câmara simples. O seu salto é de aproximadamente 18 bar.

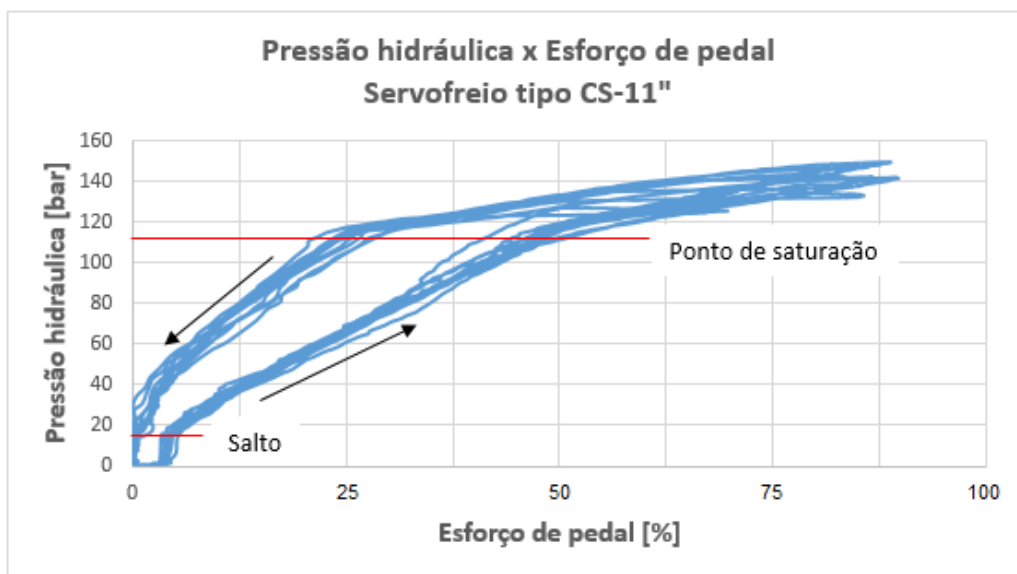


Figura 41 - Curva de Pressão hidráulica x Esforço de pedal com veículo estático para o servofreio tipo CS-11"

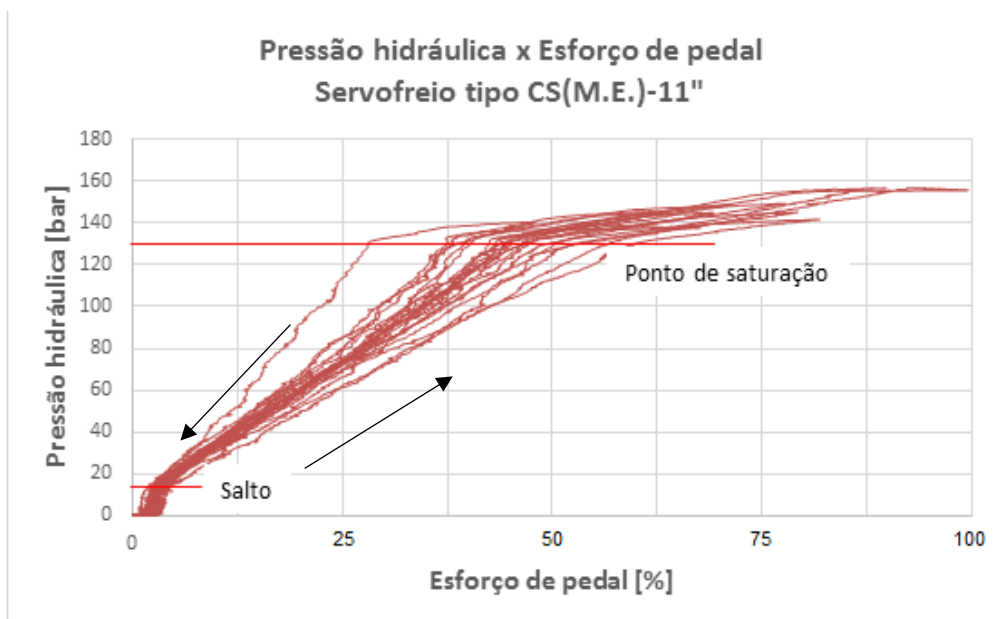


Figura 42 - Curva de Pressão hidráulica x Esforço de pedal com veículo estático para o servofreio tipo CSME-11"

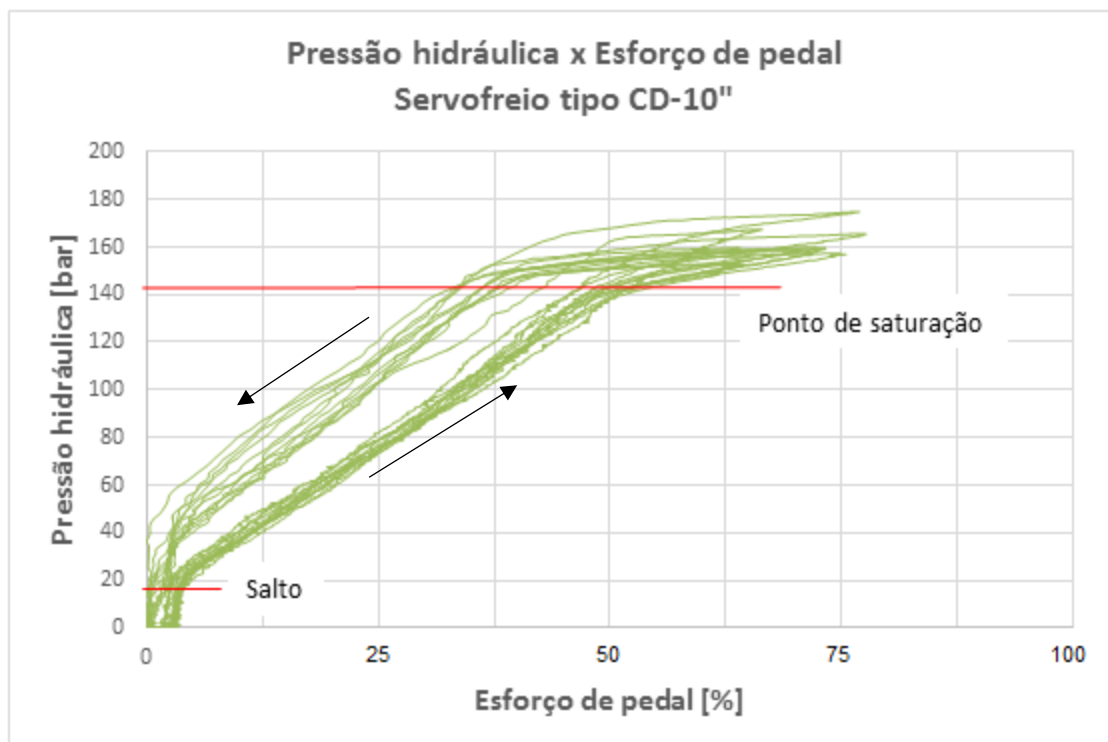


Figura 43 - Curva de Pressão hidráulica x Esforço de pedal com veículo estático para o servofreio tipo CD-10"

4.1.2.2 Análise de variância

Para verificar se há diferença na pressão média gerada por cada servofreio, foi utilizado o método de análise de variância (ANOVA), tanto em função do esforço de pedal quanto para o curso de pedal, a partir dos dados registrado no levantamento das curvas de pressão com o veículo estático. O software usado para essa análise foi o MS Excel. Foi comparada a pressão média para cinco níveis de esforço de pedal (25 N, 50 N, 100 N, 200 N e 300 N) e quatro níveis de curso de pedal (25 mm, 50 mm, 75 mm e 100 mm) para cada uma das 10 aplicações de freio, para cada servofreio. Os Apêndices A e C mostras as tabelas de dados de pressão média gerada por servofreio em função do nível de esforço e curso de pedal, respectivamente. As figuras 44 e 45 mostram os gráficos das médias de pressão gerada nos diferentes níveis de esforço de pedal e curso de pedal, respectivamente, para cada servofreio. Para plotagem dos gráficos foi utilizado o software Minitab 17.

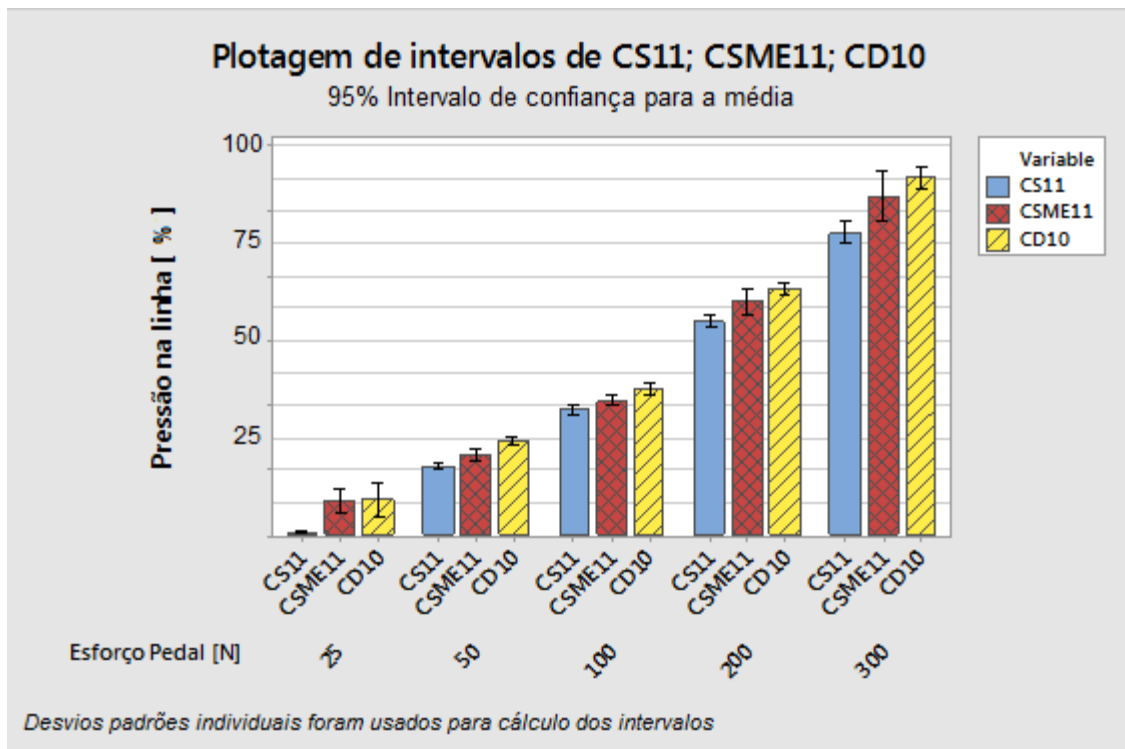


Figura 44 - Médias das pressões geradas na linha de freio em função do esforço de pedal, por servofreio

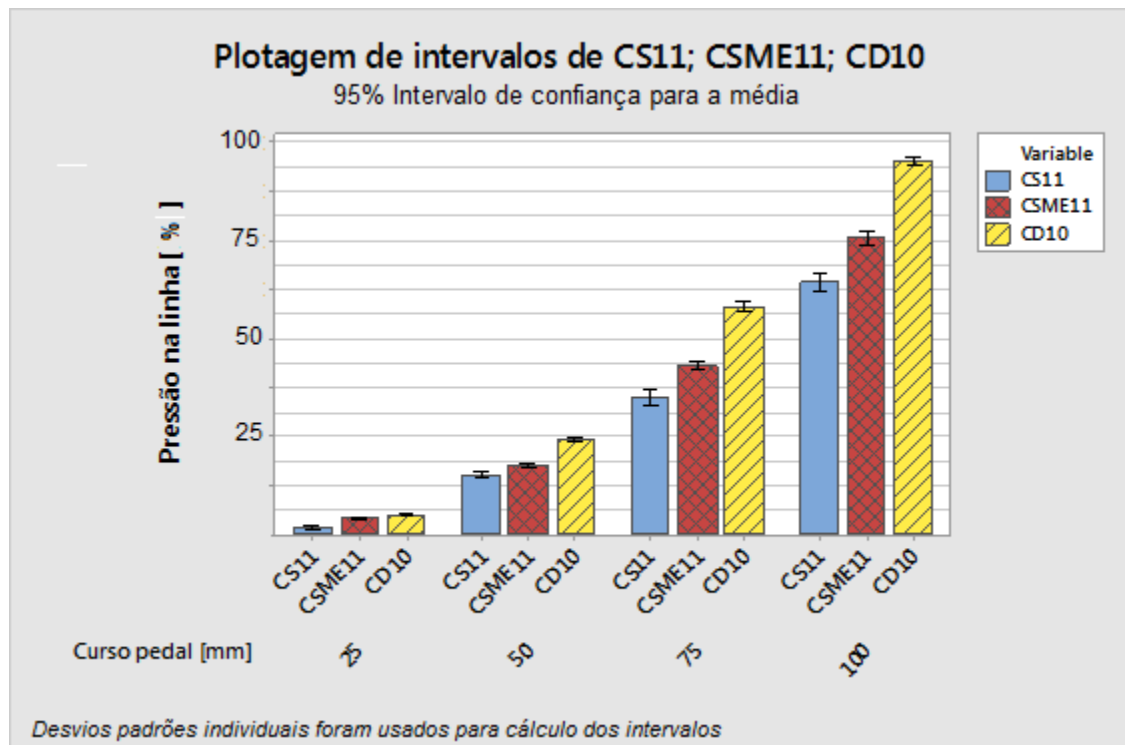


Figura 45 - Médias das pressões geradas na linha de freio em função do curso de pedal, por servofreio

Analisando os dados para esforço de pedal (Fig. 44), os resultados da ANOVA de fator único apontaram, para todos os níveis de esforço de pedal, que há ao menos um servofreio que apresenta diferença na pressão média gerada, uma vez que o valor- p ficou abaixo de 0,05 para todos os níveis de esforço de pedal, significando que estatisticamente há diferença significativa na média de pelo menos uma das amostras.

Analisando os dados para um esforço de pedal de 25 N, observa-se valores de pressão próximos de zero para o servofreio CS-11”, indicando que o ponto de abertura de válvula desse servofreio ainda não foi atingido. Para os outros dois servofreios, CSME-11” e CD-10”, aparentemente este é o nível de esforço próximo ao ponto de abertura de válvula, devido à variabilidade dos valores de pressão, com alguns valores mais baixos e outros próximos daqueles especificados como o valor de salto para esses servofreios. A Tabela 10 mostra o resultado da ANOVA para esse caso. O resultado mostra que, estatisticamente, há evidências de diferença em pelo menos uma das médias. Apesar de parecer claro qual das médias é diferente (nesse caso olhando para os valores das médias no resumo do teste, onde o servofreio CS-11” apresenta média próxima de zero contra médias próximas de 10 para os demais), é possível dizer estatisticamente quais médias, ou quais servofreios, são diferentes entre si, aplicando o teste de Tukey para comparação das médias aos pares (*pairwise comparison*). O teste de Tukey compara as diferenças entre as médias e agrupa aquelas que não tem diferença significativa entre si. A Figura 46 mostra o resultado do teste Tukey para o nível de esforço de 25N, confirmando que somente o servofreio CS-11” tem diferença significativa.

Outra forma de verificar se há diferenças significativas entre as médias das respostas é através da plotagem simultânea do teste Tukey para os intervalos de confiança, como mostrado na Figura 47 para o mesmo caso acima. Nesse caso, o teste Tukey analisa as diferenças entre os IC's e, se um intervalo para por 0 (zero), então as respectivas médias não têm diferença significativa entre si.

Tabela 10 - Análise de variância da pressão média gerada por servofreio para um nível de esforço de pedal de 25N

<i>Fonte da variação</i>	<i>SQ</i>	<i>gl</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>valor-P</i>	<i>F crítico</i>
Entre grupos	533,652	2	266,826	16,406	0,000	3,354
Dentro dos grupos	439,115	27	16,264			
Total	972,767	29				

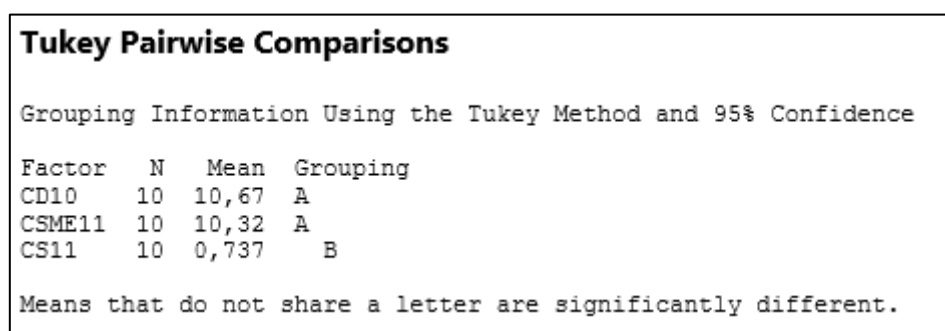


Figura 46 - Resultado do teste Tukey-*pairwise comparison* para um nível de esforço de pedal de 25N

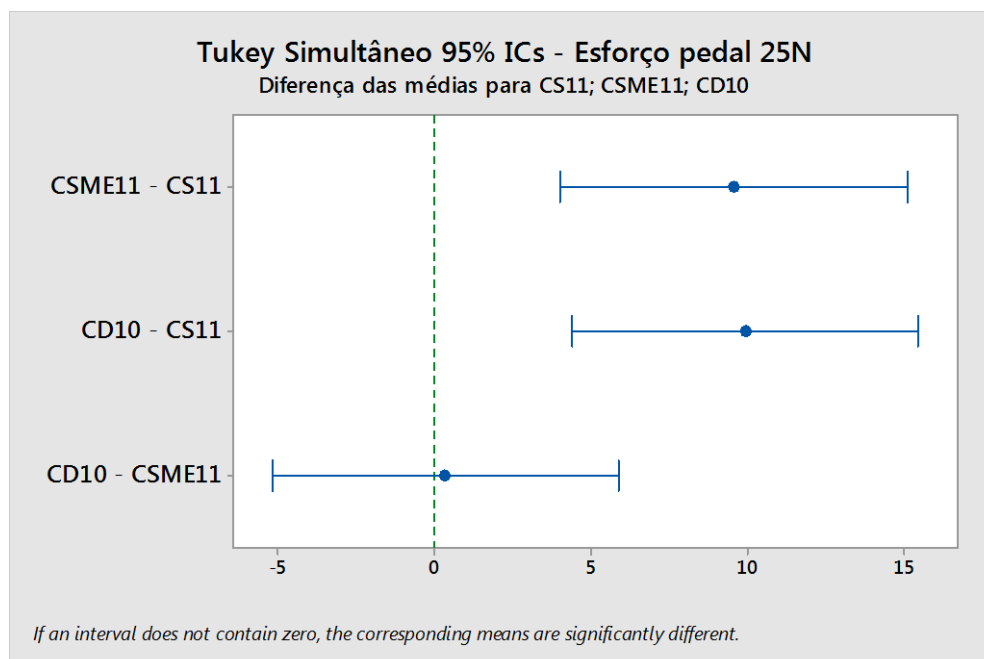


Figura 47 - Plotagem simultânea dos intervalos de confiança do teste de Tukey para um nível de esforço de 25N

Fazendo essa mesma análise para os demais níveis de esforço de pedal, os resultados mostram que, estatisticamente, para todos os níveis há pelo menos um servofreio que apresenta diferença na pressão média gerada (p-valor menor que 0,05). Para os níveis de esforço de 50 N e 100 N, todos os servofreios tem diferença entre si nas médias de pressão geradas. Ainda assim, o afastamento das médias pode ser considerado, relativamente, não tão grande. Isso pode ser observado plotando-se os gráficos tipo Boxplot. As Figuras 48 e 49 mostram esses gráficos para os esforços em questão. É possível observar que, mesmo havendo evidências da diferença entre as médias, alguns valores das extremidades estão sobrepostos. Já para os níveis de 200 N e 300 N, somente os servofreios CSME-11” e CD-10” não apresentam diferenças significativas entre si, sendo que houve um afastamento maior do valor absoluto da pressão média entre a menor média (servofreio CS-11”) e a maior média (servofreio CD-10”) ao nível de 300 N.

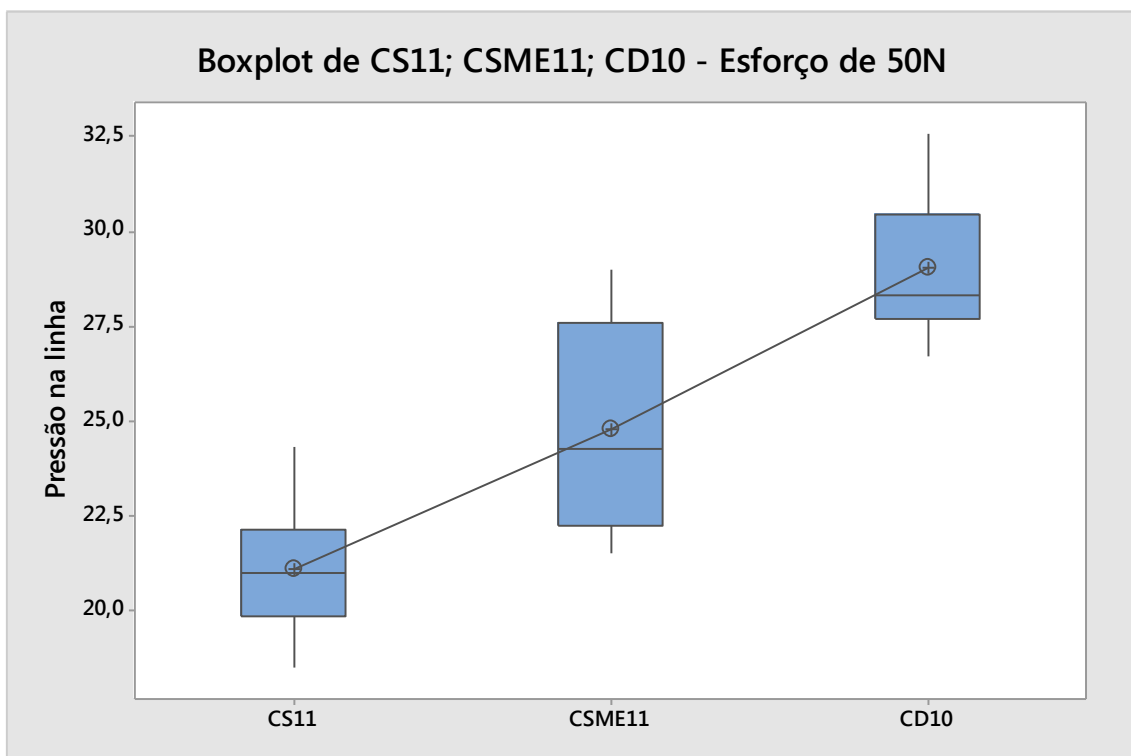


Figura 48 - Gráfico tipo boxplot para um nível de esforço de pedal de 50N

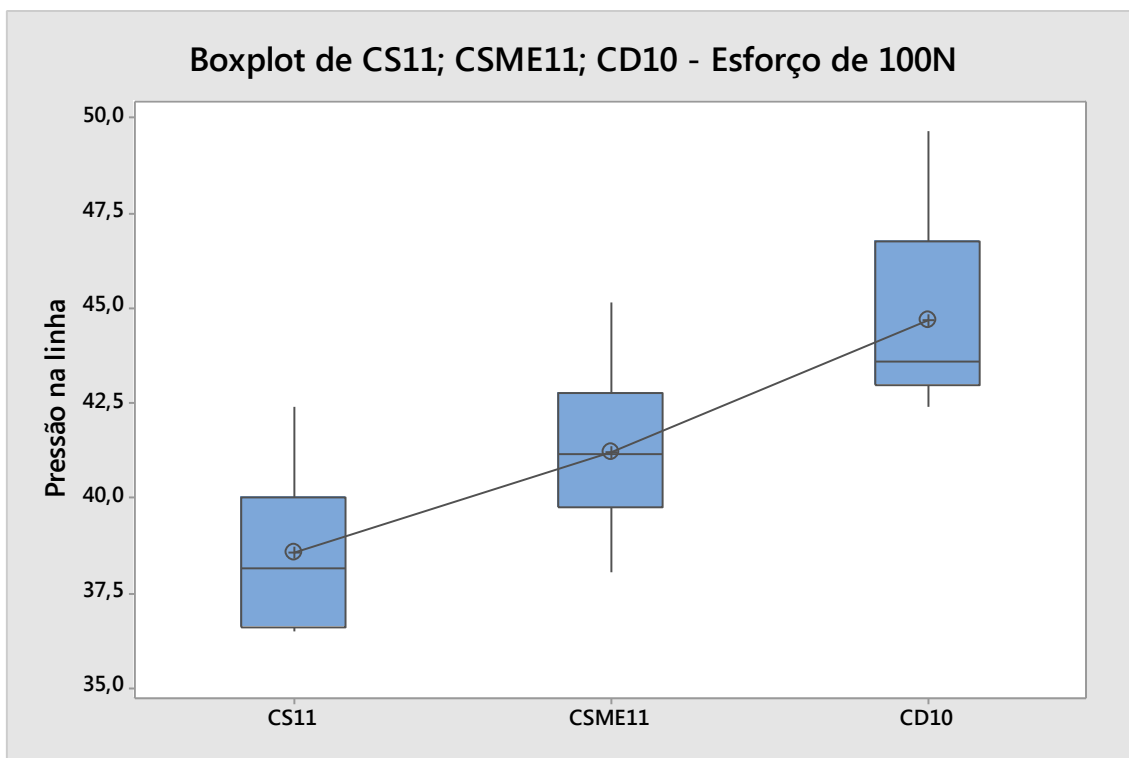


Figura 49 - Gráfico tipo boxplot para um nível de esforço de pedal de 100N

Outro fato importante a ser observado é que em todos os níveis de esforço de pedal, o servofreio tipo CS-11” apresentou sempre o menor valor de pressão média gerada, e o tipo CD-10”, o maior valor, confirmando a tendência mostrada no modelo matemático. No Apêndice B encontram-se os resultados completos da ANOVA e teste Tukey para todos os níveis de esforço de pedal.

Realizando a mesma análise anterior para o caso do curso de pedal, os resultados mostraram que em todos os níveis de curso de pedal (25 mm, 50 mm, 75 mm e 100 mm) há evidências estatísticas que todas as médias são diferentes entre si, ou seja, todos os três servofreio apresentam diferença entre si na pressão média gerada em função do curso de pedal. Além disso, observou-se que a partir de 50 mm de curso de pedal, o servofreio CD-10” apresentou maior afastamento de sua pressão média com relação os outros servofreios. Novamente, em todos os níveis de curso de pedal, o servofreio CS-11” apresentou sempre o menor valor de pressão média, e o CD-10”, o maior valor. No Apêndice D encontram-se os resultados completos da ANOVA e teste Tukey para todos os níveis de curso de pedal.

4.1.2.3 Levantamento das curvas de sensação de pedal de freio – provas dinâmicas

Nas Figuras 50 e 51 são mostrados os resultados das provas dinâmicas de sensação de pedal de freio realizadas com o veículo carregado, mostrando as curvas de Desaceleração x Esforço de pedal e Desaceleração x Curso de pedal, respectivamente, comparando os três servofreios utilizados. As figuras apresentam gráficos de dispersão por pontos com linha de tendência por aproximação polinomial, gerado em planilha Excel. Na aquisição dos dados das provas dinâmicas, o servofreio tipo CD-10” apresentou maior dispersão dos pontos, por isso, e para melhor visualização e comparação entre os servofreios, optou-se pelas linhas de tendência.

Como previsto no modelo matemático, os três servofreios apresentaram valores bem próximos da relação desaceleração x esforço de pedal, até aproximadamente 57% de força aplicada no pedal (Figura 50). Nesse ponto o servofreio tipo CSME-11” parece apresentar maior linearidade no ganho de esforço de pedal, passando a atingir desacelerações maiores que os demais para um mesmo valor de força aplicada no pedal, enquanto o servofreio CS-11” passa a ter o menor ganho de esforço de pedal. Harries *apud* Kawaguchi (2005) comenta que, na maior parte do tempo, os motoristas utilizam o sistema de freio desacelerando em uma faixa de até 3 m/s², ou aproximadamente 0,3 g. Pode-se observar na Figura 50 que, para atingir 0,3 g de desaceleração, os três servofreio necessitam de praticamente o mesmo valor de esforço de pedal (aproximadamente 20%). Já para atingir 0,7 g, o servofreio tipo CSME-11” requer um esforço de 65%, o tipo CD-10”, 69%, e o tipo CS-11”, 84%. Analisando as desacelerações geradas com cada servofreio para um valor de 75% de força aplicada no pedal, o servofreio tipo CS-11” atingiu um valor próximo de 0,66 g, enquanto o tipo CSME-11” atingiu cerca de 0,85 g, quase 0,2 g a mais de desaceleração. O tipo CD-10” atingiu cerca de 0,73 g. O servofreio CSME-11” apresentou melhor ganho no estágio final da frenagem, seguido do CD-10” e CSME-11”.

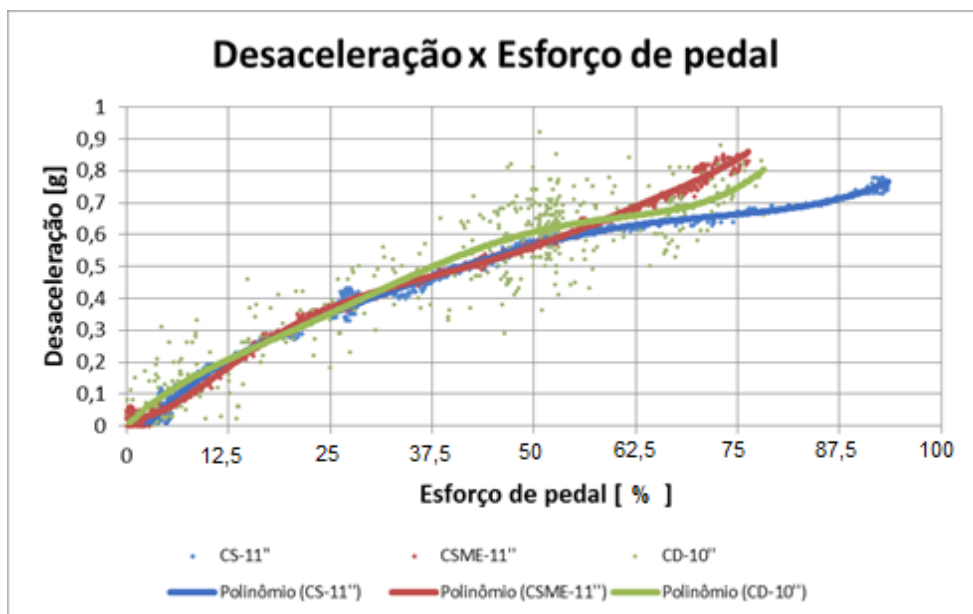


Figura 50 - Curvas experimentais comparativas de Desaceleração x Esforço de pedal para condição de veículo carregado

Com relação ao comparativo de Desaceleração x Curso de pedal, mostrado na Figura 51, os servofreios apresentaram diferenças significativas. Como pode ser visto no gráfico, para atingir 0,3 g de desaceleração, o servofreio tipo CD-10" requer um curso de pedal de 42%, enquanto que os tipos CSME-11" e CS-11" requerem 54% e 67% mm, respectivamente. Se comparados os servofreios tipo CD-10" e simples CS-11", o primeiro requer 25 pontos percentuais a menos de curso de pedal para atingir 0,3 g. Para 0,7 g de desaceleração, essa diferença é ainda maior, sendo o CD-10" necessita de 62,5% de curso de pedal contra cerca de 92% do CS-11", ou seja, 30 pontos percentuais a menos. Isso indica que o servofreio CD-10" proporciona melhor sensação de pedal de freio, pois o motorista sente a atuação do sistema mais "cedo", ou seja, com menor deslocamento do pedal.

Diferentemente do previsto pelo modelo matemático, os dois servofreios tipo CS11" e CSME-11" apresentaram uma diferença considerável a partir de 33% de curso de pedal (Fig. 51). Apesar de possuírem o mesmo diâmetro de cilindro mestre, o servofreio CSME-11" é uma tecnologia avançada em relação ao tipo CS-11", podendo essa diferença residir em melhorias com relação às propriedades de deformação das borrachas de vedação e melhorias de absorção do componente.

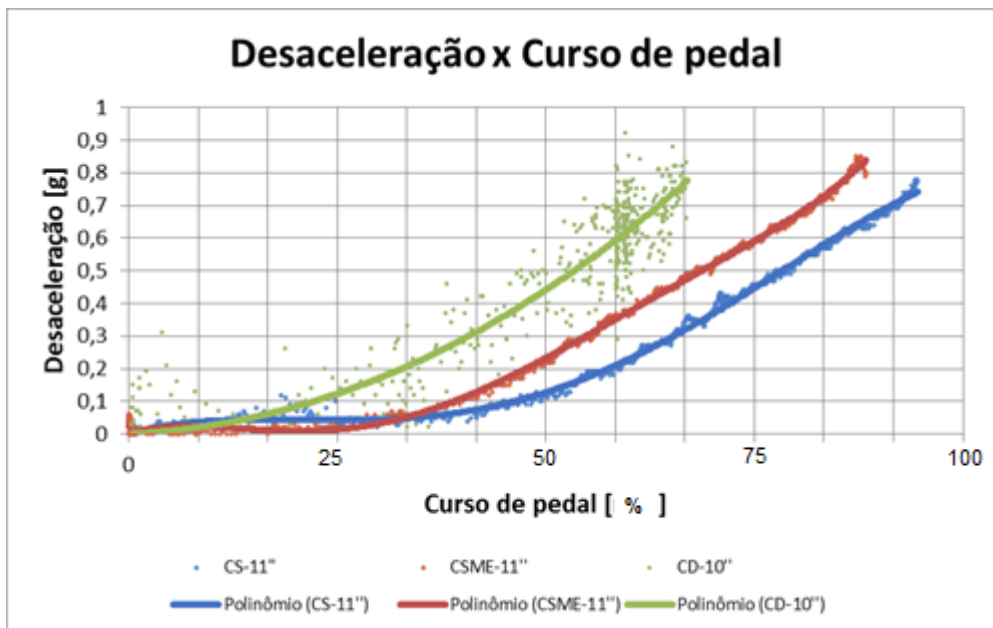


Figura 51 - Curvas experimentais comparativas de Desaceleração x Curso de pedal para condição de veículo carregado

Na Figura 52 é mostrado um comparativo da relação de esforço de pedal e curso de pedal, desta vez sem linhas de tendência. Os resultados mostram, assim como previsto no modelo, que o servofreio CD-10" pode ser considerado mais "rígido" que os demais.

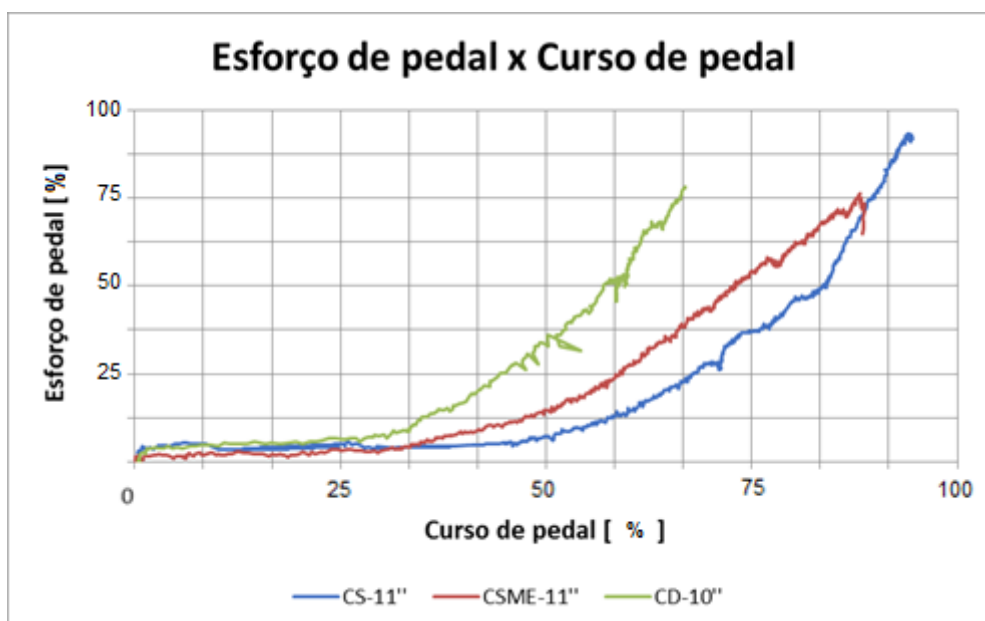


Figura 52 - Curvas experimentais comparativas de Esforço de pedal x Curso de pedal para condição de veículo carregado

4.1.3 Correlação entre modelo matemático e curvas experimentais

As Figuras 53, 54 e 55 mostram um comparativo entre as curvas obtidas através do modelo matemático e as curvas experimentais para os servofreio tipo CD-10", CSME-11" e CS-11", respectivamente, para desaceleração x esforço de pedal.

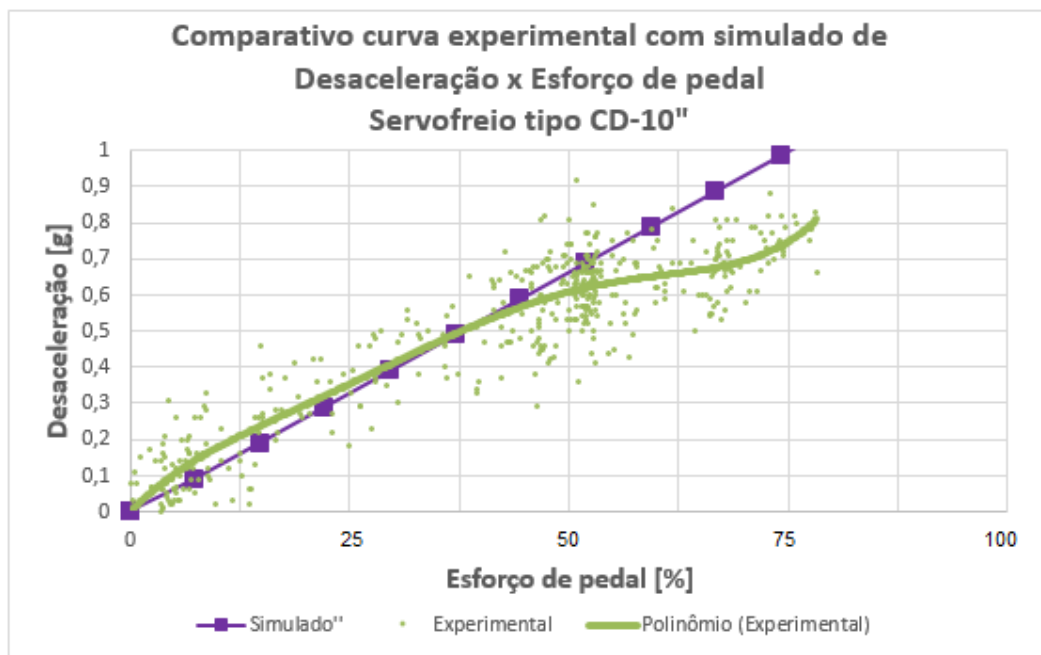


Figura 53 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do esforço de pedal para o servofreio tipo CD-10"

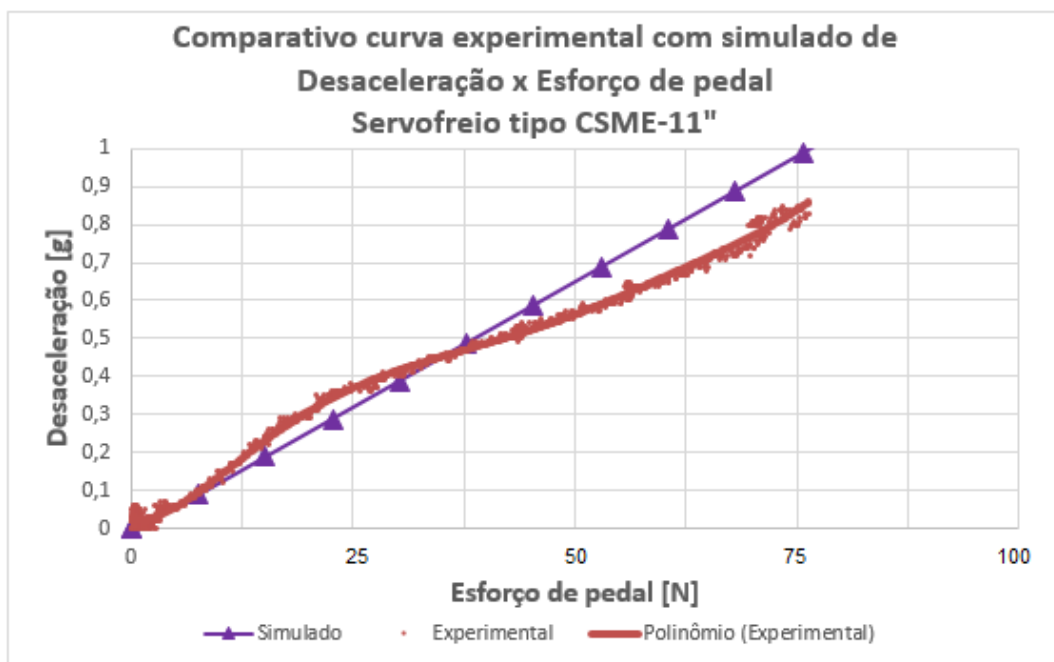


Figura 54 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do esforço de pedal para o servofreio tipo CSME-11"

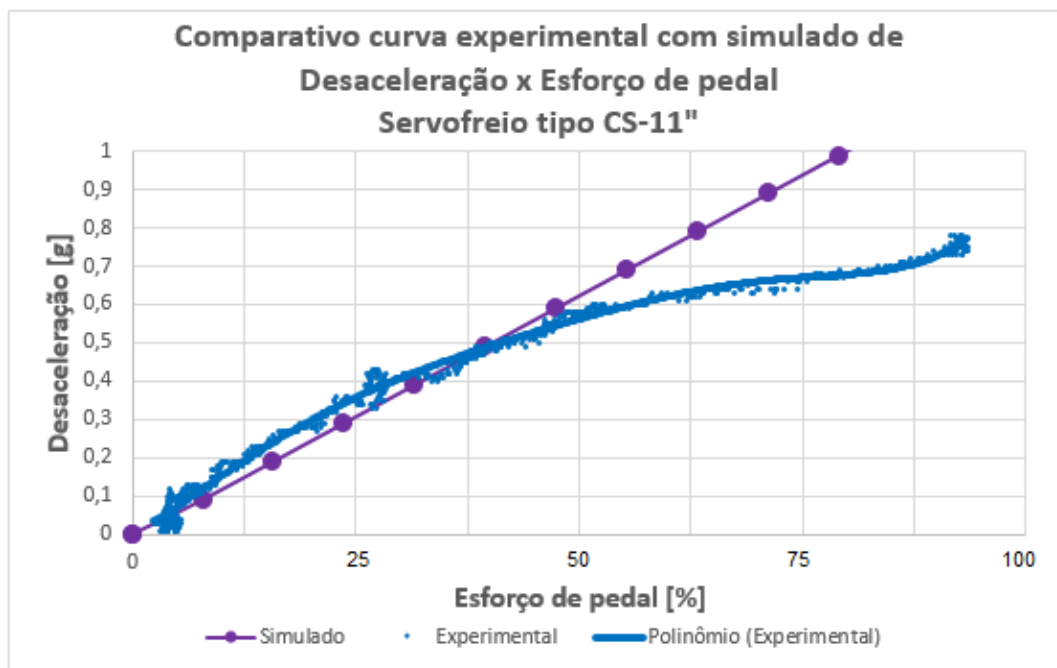


Figura 55 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do esforço de pedal para o servofreio tipo simples CS-11"

Todos os servofreios apresentaram um ganho não-linear de esforço de pedal. Os resultados experimentais apresentaram boa correlação com o modelo até aproximadamente 0,5 g de desaceleração (Fig. 53 a Fig. 55), para os três servofreio. Como mencionado anteriormente, na maior parte do tempo, os valores de desaceleração atingidos em condições normais no trânsito urbano (ou seja, frenagem gradual e contínua ao invés de frenagens de emergência) estão abaixo de 0,5 g. Assim, os resultados do modelo de simulação são válidos para essa condição. O modelo poderia ser melhorado adicionando-se as propriedades de deformação e eficiência dos componentes para uma previsão mais assertiva desde o estágio inicial até o final da frenagem.

As Figuras 56, 57 e 58 mostram o mesmo comparativo entre as curvas obtidas através do modelo matemático e as curvas experimentais para os servofreio tipo CD-10", CSME-11" e CS-11", respectivamente, para desaceleração x curso de pedal.

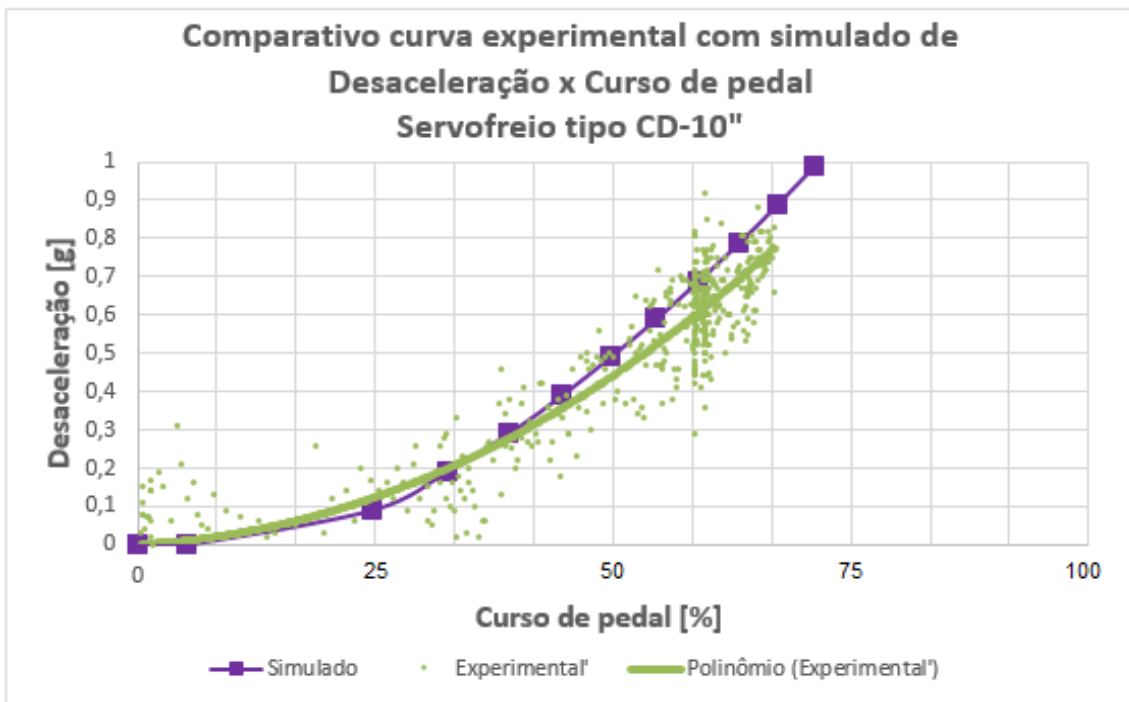


Figura 56 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do curso de pedal para o servofreio tipo CD-10"

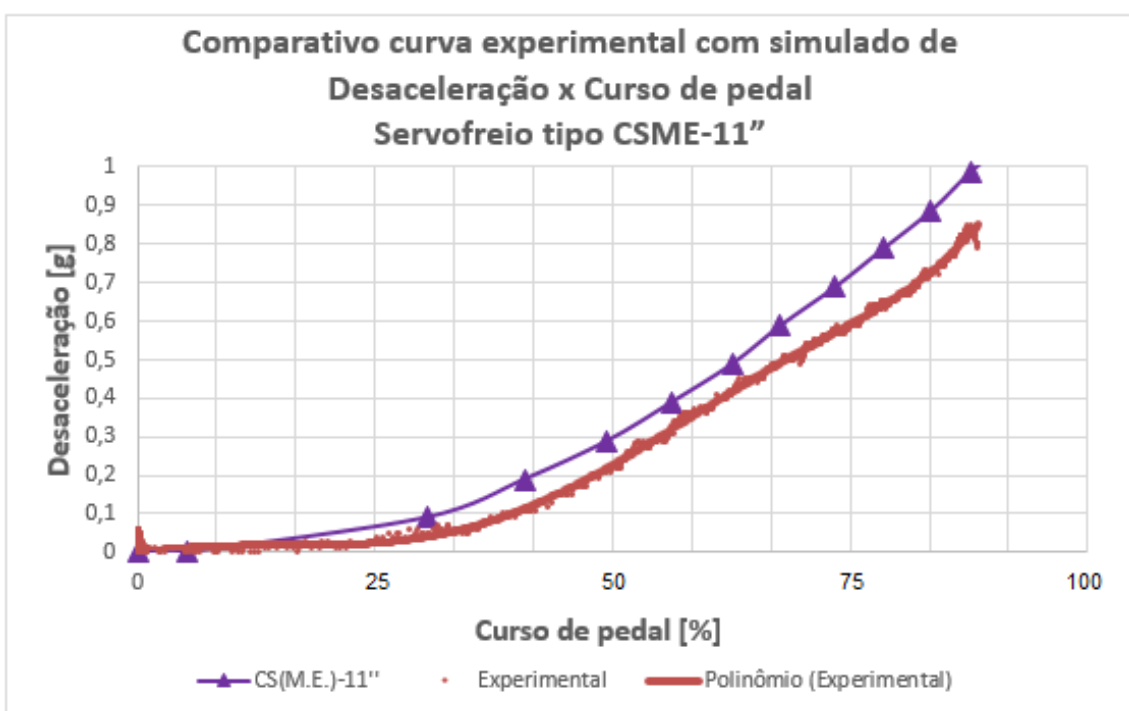


Figura 57 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do curso de pedal para o servofreio tipo CSME-11"

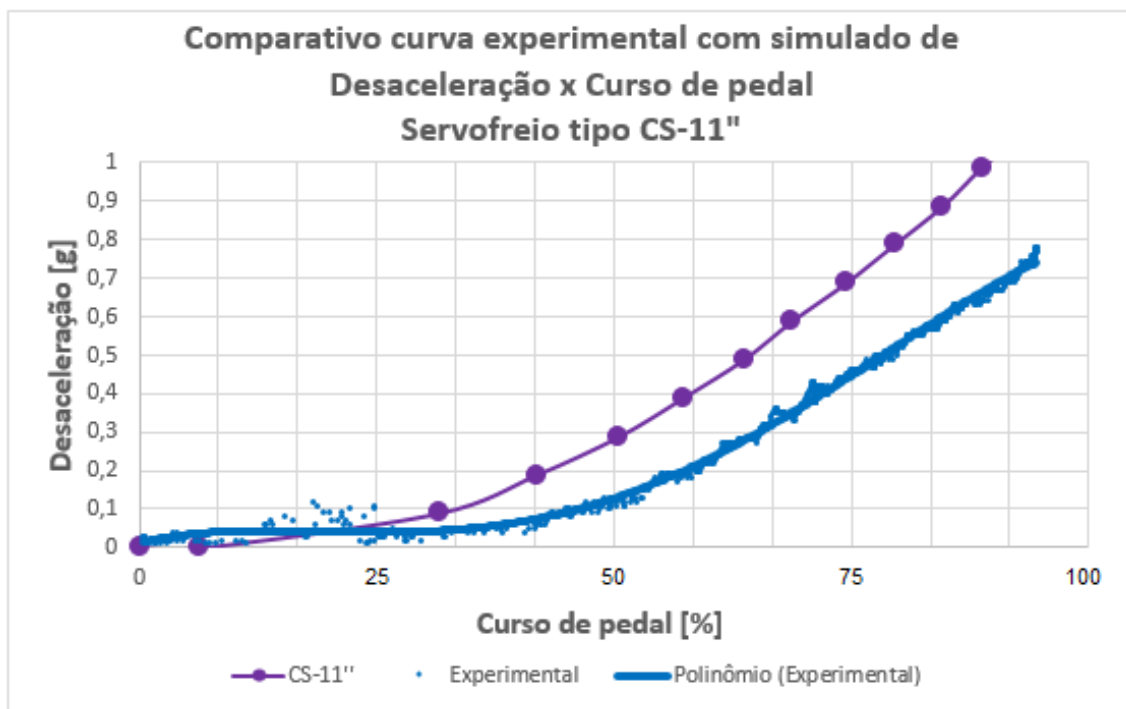


Figura 58 - Comparativo curva experimental x simulado de desaceleração em função do curso de pedal para o servofreio tipo CS-11"

O servofreio que mais se aproximou do modelo de simulação para o curso de pedal, com uma boa correlação, foi o tipo CD-10" (Fig. 56), onde as curvas estão bem próximas, com uma diferença máxima de aproximadamente 5 mm no curso de pedal em desacelerações mais altas. Para o servofreio CSME-11", houve uma diferença maior entre os valores, mas ainda com uma correlação razoável, sendo a diferença máxima de cerca de 10 mm. O pior caso foi para o servofreio tipo CS-11" (Fig. 58), que não mostrou uma boa correlação, apresentando pontos com diferenças de aproximadamente 20 mm já a partir de 0,2 g de desaceleração. O curso de pedal é muito influenciado pelas propriedades de deformação dos componentes, desde as borrachas de vedação até o próprio corpo do componente, como demonstrado por Ho (2009) e Basch et al (2002). Nesse trabalho, a absorção volumétrica do sistema foi medida depois do cilindro mestre, sendo que a absorção do cilindro mestre foi calculada teoricamente, com base na equação apresentada por Limpert (1999). Isso pode explicar as diferenças encontradas no modelo, principalmente para os dois servofreios de câmara simples, pois seus valores reais podem divergir em certa medida dos teóricos, até mesmo pelas tolerâncias e variações de processo. Assim, a

medição experimental da absorção do servofreio se mostra importante para os dados de entrada da simulação.

4.2 Resultado da avaliação subjetiva

A avaliação subjetiva foi realizada na pista de testes da montadora fabricante do veículo testado, com a participação de 21 funcionários da própria montadora, de diversas áreas da empresa como Engenharia, Validação de Produto, Qualidade, Assistência Técnica e Plataforma de projetos. Foram utilizados 2 veículos do mesmo modelo, sendo um deles com o servofreio tipo CS-11” e o outro com o servofreio CD-10”, sendo essa a única diferença entre os veículos. Aos participantes foi feita uma introdução sobre o teste dizendo minimamente o que se pretendia, ou seja, lhes foi solicitado de avaliar a sensação de frenagem em cada veículo, comparando o início de frenagem (ou a resposta logo ao tocar no pedal) e capacidade de modulação (ou controle) do pedal, sem nunca mencionar qual servofreio estava em qual veículo. Foi permitido aos participantes dirigir ao estilo próprio, no intuito de que dirigissem e aplicassem os freios como estavam acostumados em seus veículos. Foi sugerido apenas que fizessem frenagens em baixa, média e alta velocidades até a parada total do veículo (40 km/h a 0; 60 km/h a 0 e 80 km/h a 0 e 90 km/h a 0, sendo esse último o limite permitido na pista de testes). Para cada participante foram entregues 2 escalas de notas, cada um referente a um dos veículos, e ao final de cada rodagem os participantes atribuíram uma nota de acordo com seu julgamento do desempenho geral do veículo na frenagem.

Vários fatores podem comprometer a confiabilidade de uma avaliação subjetiva, uma vez que não se tem controle absoluto sobre todas as condições de contorno do experimento (LEE e KIM, 2015; EBERT e KAATZ, 1994). Por exemplo, pequenas variações entre os veículos podem afetar o comportamento durante frenagem. Para minimizar esse efeito, foram utilizados 2 veículos zero km idênticos, saídos da produção. Os veículos tiveram seus freios assentados antes do início dos testes. Outro exemplo, um motorista dificilmente consegue fazer duas aplicações de freio exatamente iguais. Para minimizar esse efeito, foi

sugerido aos motoristas que tentassem realizar as mesmas manobras nos dois veículos.

Das 21 pessoas que participaram, 17 atribuíram maior nota ao servofreio tipo CD-10", ou seja, 81% julgaram que este servofreio proporciona melhor sensação de pedal de freio.

Considerando as notas dos 21 participantes, o servofreio tipo CS-11" teve nota média de 6,2, enquanto o tipo CD-10" teve média de 7,8. A Figura 59 mostra um gráfico comparando as médias com respectivos intervalos de confiança de 95%.

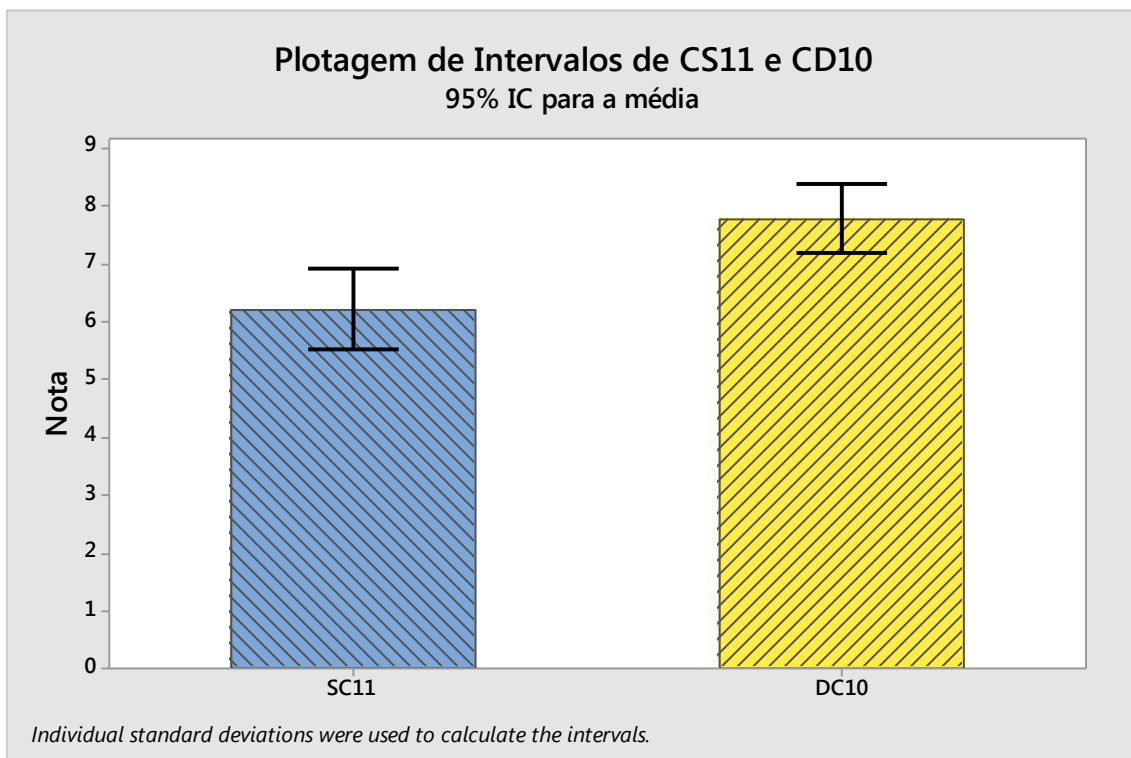


Figura 59 - Médias das notas da avaliação subjetiva com respectivos IC's para os servofreios CS-11" e CD-10"

Para mostrar estatisticamente que a diferença entre as médias é significativa, pode ser aplicado o Teste-t para duas amostras em par para médias. A Tabela 11 mostra o resultado desse teste para um nível de confiança de 99% ($\alpha = 0,01$). A hipótese nula testada, H_0 , é de que não há diferença significativa entre as duas médias. O valor de *Stat t* (estatística do teste) é de -4,594, enquanto que o *t*-

crítico bi-caudal é de 2,8453. Dessa forma, pode-se concluir que a hipótese nula deve ser rejeitada, ou seja, há evidências para dizer que existe diferença entre as médias. A mesma conclusão pode ser obtida utilizando o termo $P(T \leq t)$ *bi-caudal* igual a 0,0002, que é inferior ao valor de α estipulado (0,01).

Tabela 11 - Resultado Teste-t de duas amostras em par para médias das notas da avaliação subjetiva dos servofreio CS-11" e CD-10"

	SC11	DC10
Média	6,2	7,8
Variância	2,3	1,7
Observações	21	21
Correlação de Pearson	0,3944705	
Hipótese da diferença de média	0	
gl	20	
Stat t	-4,5940	
$P(T \leq t)$ bi-caudal	0,0002	
t crítico bi-caudal	2,8453	

Assim, a avaliação subjetiva aponta que o servofreio tipo CD-10" tende a proporcionar melhor sensação de frenagem, na opinião da maioria dos participantes.

5 CONCLUSÕES

A sensação de pedal de freio é um parâmetro importante a ser considerado no projeto do sistema de freios, apesar da sua não menção ou definição nas normas regulamentadoras. Esta sensação estabelece uma relação do motorista para com o veículo, traduzida na percepção de conforto e segurança ou confiabilidade. Como apontado pela literatura utilizada, o desempenho do sistema de freio é frequentemente avaliado pelos usuários em termos da sensação de pedal de freio, sendo esta uma preocupação constante, tanto para as montadoras como para os clientes.

A sensação de pedal de freio é descrita pela interação de três variáveis, quais sejam esforço de pedal, curso de pedal e desaceleração do veículo. A tradução dessas variáveis em termos numéricos permite a avaliação objetiva da sensação de pedal de freio, assim como demonstrado nesse trabalho.

Os resultados da avaliação objetiva mostram que as características do conjunto servofreio e cilindro mestre tem influência significativa na sensação de pedal de freio. Foi demonstrado que é possível obter uma melhora na sensação de pedal de freio através da variação do diâmetro do cilindro mestre ou da relação de assistência do servofreio, porém é necessário atentar-se para possíveis efeitos colaterais como redução do ponto de saturação, por exemplo, no caso do aumento da relação de assistência, ou do aumento do curso de pedal quando da diminuição do diâmetro do cilindro mestre. Portanto, o equilíbrio desses parâmetros deve ser observado na fase de projeto de forma a obter um bom resultado.

O aumento da relação de assistência é uma maneira simples e rápida de se obter uma melhoria na sensação de pedal de freio através do aumento do ganho de esforço de pedal, sem alterar o curso de pedal. Assim também o aumento do diâmetro do cilindro mestre pode reduzir o curso de pedal, proporcionando uma resposta mais rápida do sistema à aplicação do pedal. Porém é necessário balancear com o aumento da relação, para não prejudicar o ganho de força do pedal.

O resultado da avaliação subjetiva demonstrou que um menor curso de pedal parece ser preferido pela maioria dos motoristas, assim como observado por diversos estudos das literaturas consultadas. Apesar de os três servofreios terem apresentado valores bastante similares de esforço de pedal, o fato de os motoristas poderem sentir a ação do freio com menos deslocamento do pedal, transmite uma sensação de um pedal mais rígido ou firme, enquanto que deslocamentos mais longos passam uma sensação de pedal esponjoso.

A combinação do maior valor de relação de assistência com um cilindro mestre com diâmetro maior no servofreio tipo câmara dupla de 10", proporcionou a diminuição do curso de pedal, sem perda do ganho de esforço de pedal em relação aos outros dois servofreios, gerando assim melhor sensação de pedal de freio.

Um modelo matemático foi construído para simulação da sensação de pedal de freio. Este modelo se mostra útil para prever a tendência de comportamento quando comparados diferentes servofreios. Melhoramentos se mostram necessários, principalmente para estimativa do esforço de pedal em função do comportamento não-linear do esforço de pedal observado nas medições no veículo (possivelmente ligado à eficiência do pedal de freio e/ou deformação do sistema durante acionamento).

A absorção volumétrica do cilindro mestre se mostrou um ponto importante e de muita influência no curso de pedal, como também demonstrado por outros autores. Os testes experimentais mostraram que o servofreio CS-11", que possui um cilindro mestre com as mesmas dimensões do servofreio CSME-11", porém com menor eficiência que o segundo, apresentou maior curso de pedal, provavelmente devido à sua menor eficiência (ou maior absorção). Essa diferença não foi prevista pelo modelo matemático, já que a absorção volumétrica do sistema de freio, utilizada como dado de entrada do modelo, foi medida após o servofreio.

REFERÊNCIAS

- ABI, L.; FENG T.; ZHOU M.; CHEN J. *Study on Braking Sensation Based on Urban Working Conditions*. Matec Web of Conferences 95. 2017. doi: 10.1051/mateconf/20179511006.
- ALEKSENDRIC, D.; CIROVIC, V.; SMILJANIC, D. *Brake Pedal Feel Control Model*. SAE Technical Paper 2015-01-2674. SAE International, 2015
- AUGSBURG, K.; TRUTSCHEL, R. *Development Tools to Assist in the Objective Description of Brake Pedal Feel*. In: BREUER, B.; DAUSEND, U. **Advanced Brake Technology**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2003.
- BASCH, R. H.; SANDERS, P.; HARTSOCK, D.; EVANS, C. *Correlation of Lining Properties with Brake Pedal Feel*. SAE Technical Paper 2002-01-2602. SAE International, 2002.
- BASTOS, F. C. *Análise da Influência dos Métodos de Cálculo da Força Resistiva Total ao Deslocamento de Um Veículo Leve na Determinação do Consumo de Combustível e na Emissão de CO₂ no Ciclo Urbano*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 133 p. 2016.
- BOSCH. *Automotive Handbook*. 8. ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2011. p. 776-803.
- CANALE, A. C. *Automobilística: Dinâmica e Desempenho*. São Paulo, Érica, 1989.
- CLARK, S. K.; DODGE, R. N. *A handbook of the rolling resistance of pneumatic tires*. Ann Arbor, 1979.
- EBERT, D. G.; KAATZ, R. A. *Objective Characterization of Vehicle Brake Feel*. SAE Technical Paper 940331. SAE International, 1994.

EGER, A. *Simulação e Análise do Desempenho Longitudinal Veicular Sob Condições Dinâmicas Trativas*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 163 p. 2007.

GIARDINALLI, G. J. *Comparação do Desempenho de Frenagem Simulada x Experimental de um Veículo de Passeio com Freios Hidráulicos e ABS*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) - Universidade de São Paulo, São Paulo, 96 p., 2005.

GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineer, Inc., 1992.

GIÓRIA, G. S. *Influência da Utilização do ABS na Segurança Veicular Baseada na Eficiência de Frenagem e na Probabilidade de Travamento de Roda*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 124 p., 2008.

HO, H. P. *The Influence of Braking System Component Design Parameters on Pedal Force and Displacement Characteristics*. Tese (Doutorado em Engenharia) – Universidade de Bradford, Bradford, Reino Unido, 236 p.

KAWAGUCHI, H. *Comparação da Análise de Conforto de Frenagem Subjetiva x Objetiva de Um Veículo de Passeio*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 101 p., 2005.

KOWALSKI, M. F.; EBERT, D. G. *Establishing Brake Design Parameters for Customer Satisfaction*. SAE Technical Paper 930799. SAE International, 1993.

LEE, S.; KIM, S. *Characterization and development of the ideal pedal force, pedal travel, and response time in the brake system for the translation of the voice of the customer to engineering specifications*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering Part D – Journal of Automobile Engineering, vol. 224, 2010.

LIMPERT, R. *Brake Design and Safety*. 2. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 1999, 525 p.

MARTINS, G. A.; DOMINGUES, O. *Estatística Geral e Aplicada*. 4.ed. São Paulo: Editora Atlas, 2011.

MONTGOMERY, D. C. *Design and Analysis of Experiments*. 5.ed. Nova Iorque: John Wiley & Sons, Inc., 2001.

MORTIMER, R. G. et al. *Brake Force Requirement Study," Driver – Vehicle Braking Performance As a Function of Brake Design Variables*. Ann Arbor: Highway Safety Research Institute, University of Michigan, (Technical Report HuF-6) 200 p., 1970.

MÜLLER, M. B. *Proposta de Uma Metodologia Para Desenvolvimento de Novo Fornecedor de Freios Traseiros a Tambor Para Veículos Já em Produção*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 71 p., 2009.

PERUZZO, R. A. *Considerações Sobre a Dinâmica Veicular Visando Acidentes Veiculares*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 131 p., 2010.

PIETRO, R. D. *Freios Hidráulicos: Da Física Básica à Dinâmica Veicular, Do Sistema Convencional aos Sistemas Eletrônicos*. São Paulo: Senai-SP Editora, 2014.

RÊGO, T. F. U. *Validação de Metodologia de Conforto em Simulador de Suspensão Veicular com Coeficiente de Amortecimento Variável*. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – PUC Minas, Belo Horizonte, 150 p., 2011.

REIS, L. P.; COUTO, A. C. S.; FERNANDES, J. M. *Modelagem Matemática para Predição do Limite de Resistência de Aços Produzidos por Uma Siderúrgica*. In: XXXV Encontro Nacional de Engenharia de Produção, 2015. Fortaleza: ABEPRO, 2015.

SILVA, J. C. S.; GUTIÉRREZ, J. C. H. *Brake System Regulation in Brazil: An Update about Resolutions and Statistics Related to the Theme and the Scenario for ESC*. SAE Technical Paper 2017-36-0021. SAE International, 2017.

VIVEROS, H. P. *Análise do Desempenho de Frenagem de Um Cavalo Mecânico e Semi-reboque Com Suspensão Mecânica e Sistema ABS Mediante Simulação em MatLab Simulink*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 103 p., 2010.

APÊNDICE A – Tabela de dados de pressão média gerada por servofreio por nível de esforço de pedal

Nível de esforço → Servofreio → Aplicação ↓	25N			50N			100N			200N			300N		
	CS11	CSME11	CD10	CS11	CSME11	CD10	CS11	CSME11	CD10	CS11	CSME11	CD10	CS11	CSME11	CD10
1	0,78	9,23	22,55	24,31	23,12	32,55	39,18	38,05	49,64	66,45	66,89	75,82	103,85	104,79	103,09
2	1,42	4,67	21,05	20,66	22,2	32,28	36,5	40,99	46,93	61	73,56	79,17	87,92	111,51	120,1
3	0,58	9,4	6,02	21	21,5	29,27	36,6	38,91	44,72	66,9	73,56	76,84	92,24	107,58	108,75
4	0,3	1,19	7,25	21,3	22,3	27,93	40,01	40,79	43,33	67,23	72,55	73,89	90,78	108,4	113,58
5	0,14	10,78	10,39	19,05	24,1	28,19	37,08	42,82	43,55	65,7	85,2	73,51	91	127,77	113,01
6	0,14	12,44	6,17	18,53	24,45	28,08	37,14	41,3	42,41	64,05	72,68	74,89	90,85	100,45	107,21
7	0,58	15,35	5,26	23,27	25,67	27,02	40	41,4	43,12	66,55	72,3	75,17	91,22	106,17	106,6
8	1,2	16,96	6,22	20,16	28,1	28,42	36,52	45,16	42,59	70,33	72,59	74,93	96,79	100,86	110,65
9	0,58	9,03	18,36	21,77	27,45	29,84	40,1	42,76	46,68	66,5	69,65	81,87	92,89	90,5	111,68
10	1,65	14,13	3,39	20,96	28,99	26,71	42,4	40,04	43,66	67,05	61,42	78,65	96,2	89,28	111,5

APÊNDICE B – Resultados da ANOVA e Teste Tukey por nível de esforço de pedal

Esforço de pedal = 25N

One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	635,0	317,50	12,72	0,000
Error	27	673,8	24,96		
Total	29	1308,8			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
4,99561	48,52%	44,70%	36,44%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	0,737	0,526	(-2,504; 3,978)
CSME11	10	10,32	4,80	(7,08; 13,56)
CD10	10	10,67	7,18	(7,42; 13,91)

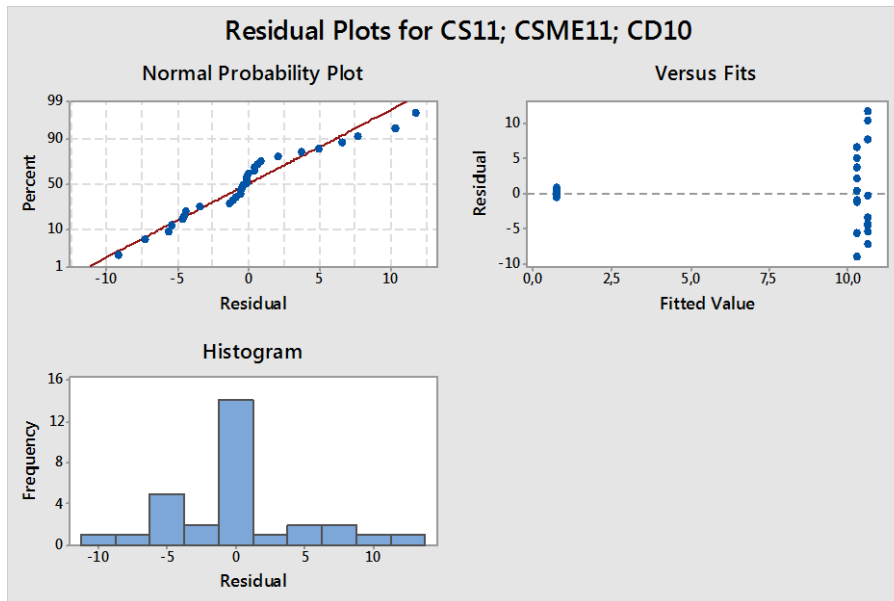
Pooled StDev = 4,99561

Tukey Pairwise Comparisons

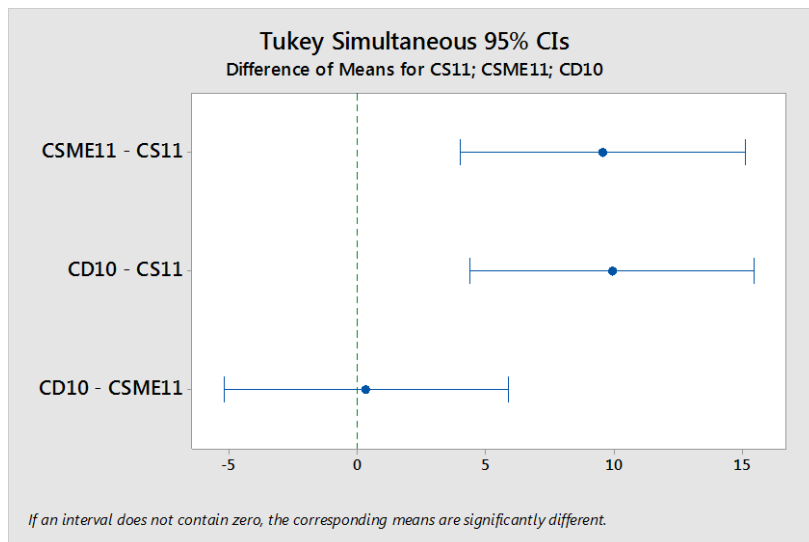
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	10,67	A
CSME11	10	10,32	A
CS11	10	0,737	B

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

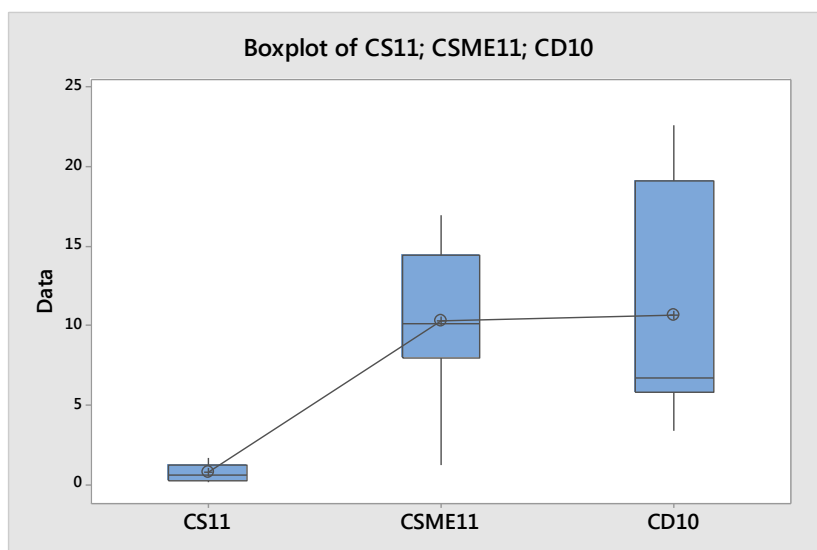


Gráfico boxplot

Esforço de pedal = 50N**One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10**

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	314,8	157,389	33,39	0,000
Error	27	127,3	4,713		
Total	29	442,0			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,17097	71,21%	69,08%	64,46%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	21,101	1,745	(19,692; 22,510)
CSME11	10	24,788	2,657	(23,379; 26,197)
CD10	10	29,029	2,008	(27,620; 30,438)

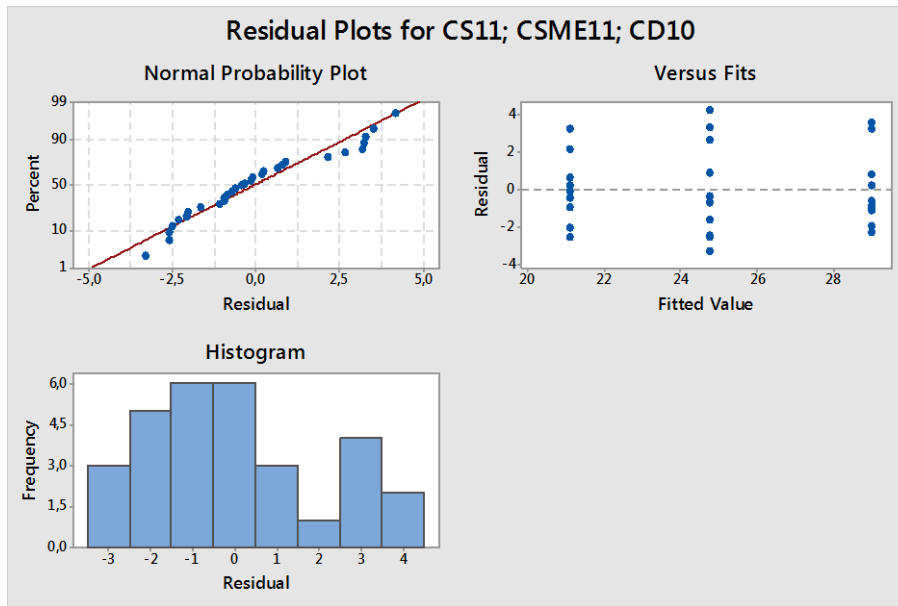
Pooled StDev = 2,17097

Tukey Pairwise Comparisons

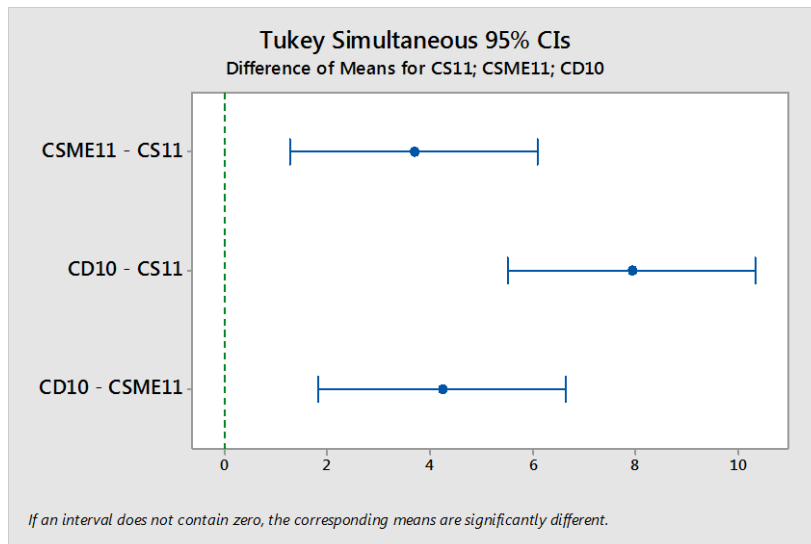
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	29,029	A
CSME11	10	24,788	B
CS11	10	21,101	C

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

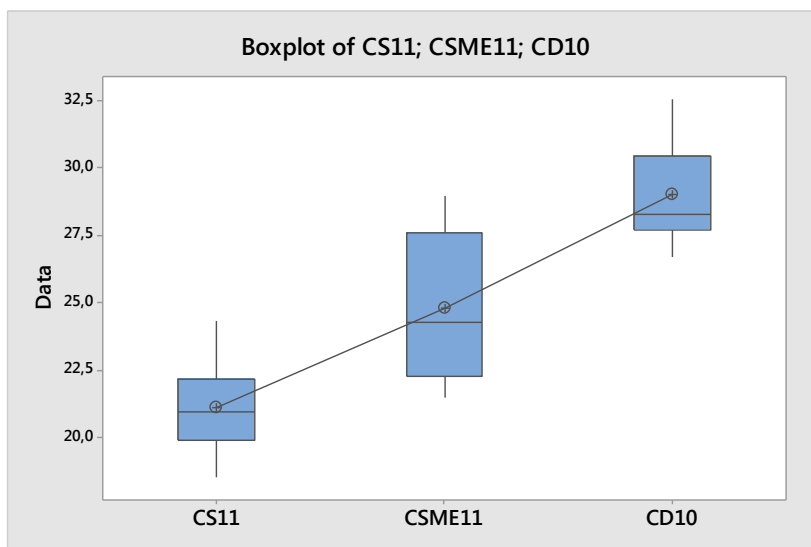


Gráfico boxplot

Esforço de pedal = 100N**One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10**

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	187,7	93,827	20,20	0,000
Error	27	125,4	4,644		
Total	29	313,1			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,15507	59,94%	56,98%	50,55%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	38,553	2,058	(37,155; 39,951)
CSME11	10	41,222	2,041	(39,824; 42,620)
CD10	10	44,663	2,351	(43,265; 46,061)

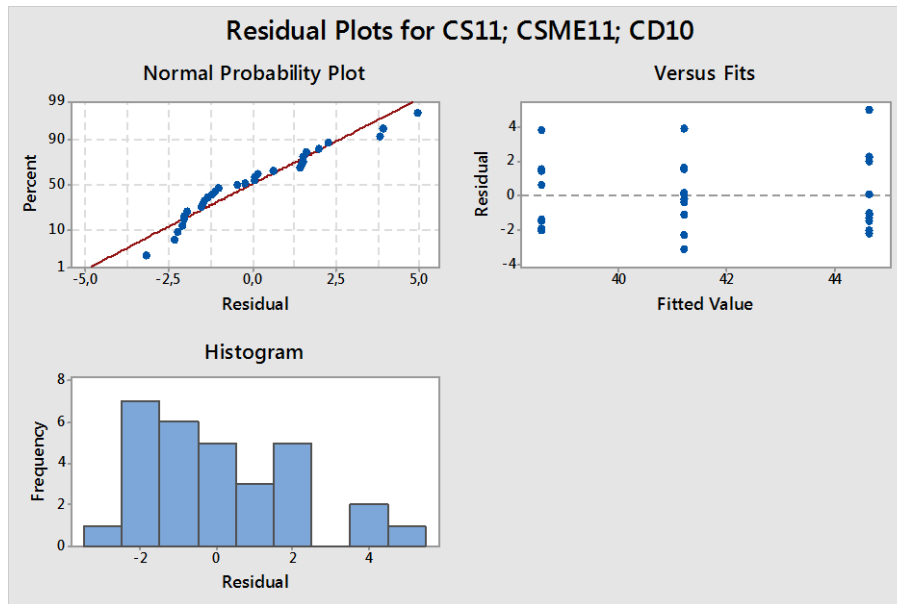
Pooled StDev = 2,15507

Tukey Pairwise Comparisons

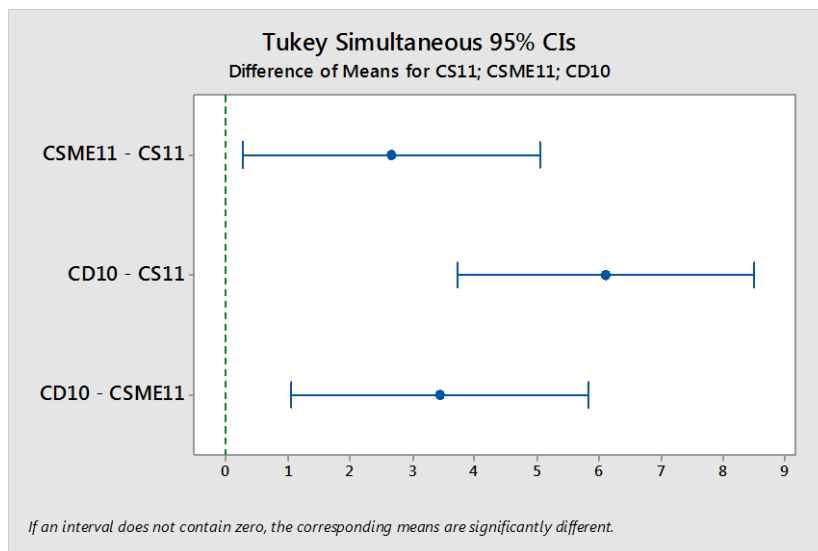
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	44,663	A
CSME11	10	41,222	B
CS11	10	38,553	C

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

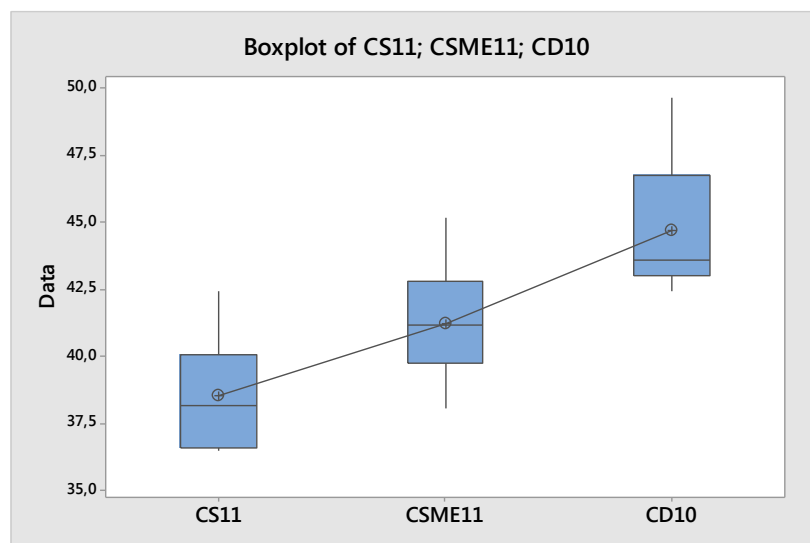


Gráfico boxplot

Esforço de pedal = 200N

One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	533,7	266,83	16,41	0,000
Error	27	439,1	16,26		
Total	29	972,8			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
4,03280	54,86%	51,52%	44,27%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	66,176	2,392	(63,559; 68,793)
CSME11	10	72,04	6,00	(69,42; 74,66)
CD10	10	76,474	2,661	(73,857; 79,091)

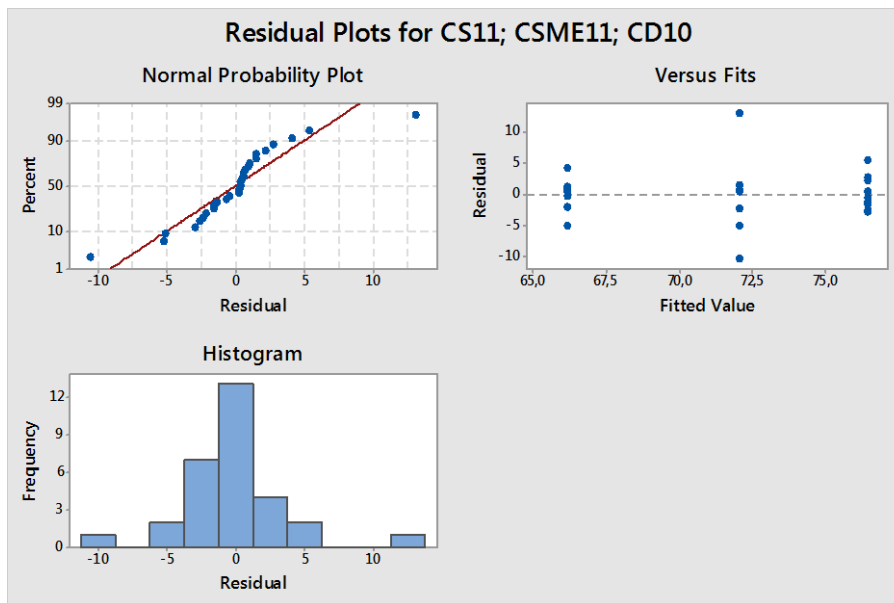
Pooled StDev = 4,03280

Tukey Pairwise Comparisons

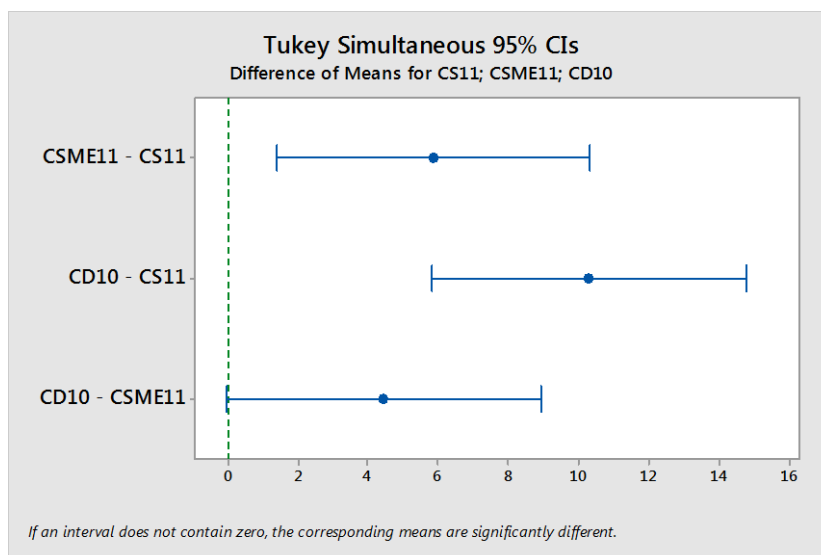
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	76,474	A
CSME11	10	72,04	A
CS11	10	66,176	B

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

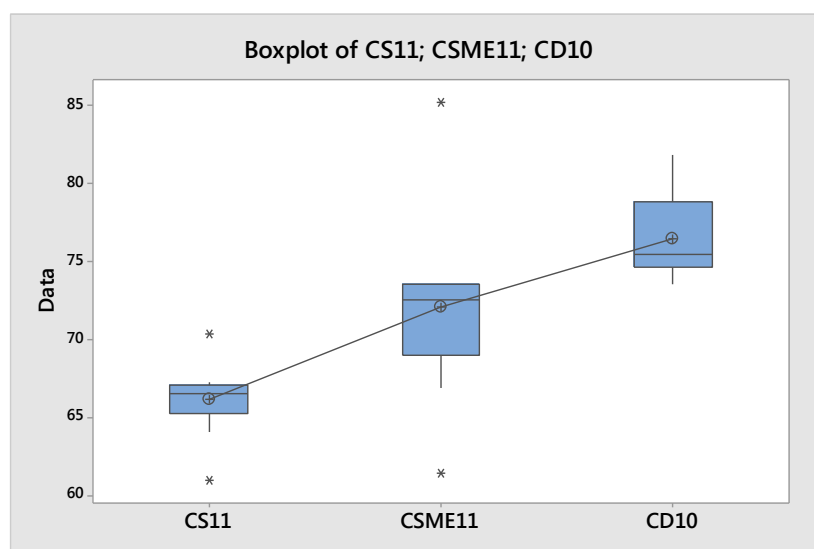


Gráfico boxplot

Esforço de pedal = 300N**One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10**

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	1536	768,25	14,27	0,000
Error	27	1453	53,82		
Total	29	2990			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
7,33647	51,39%	47,79%	39,99%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	93,37	4,52	(88,61; 98,13)
CSME11	10	104,73	10,93	(99,97; 109,49)
CD10	10	110,62	4,65	(105,86; 115,38)

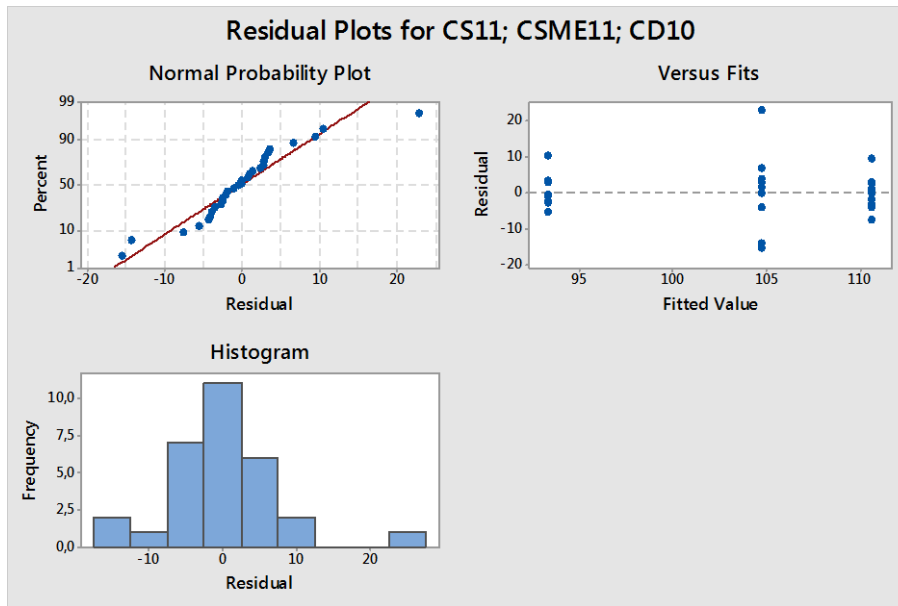
Pooled StDev = 7,33647

Tukey Pairwise Comparisons

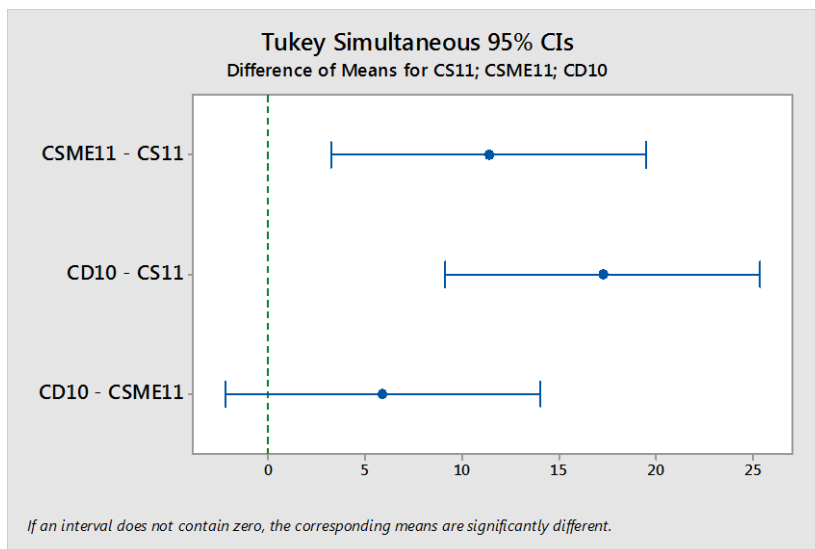
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	110,62	A
CSME11	10	104,73	A
CS11	10	93,37	B

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

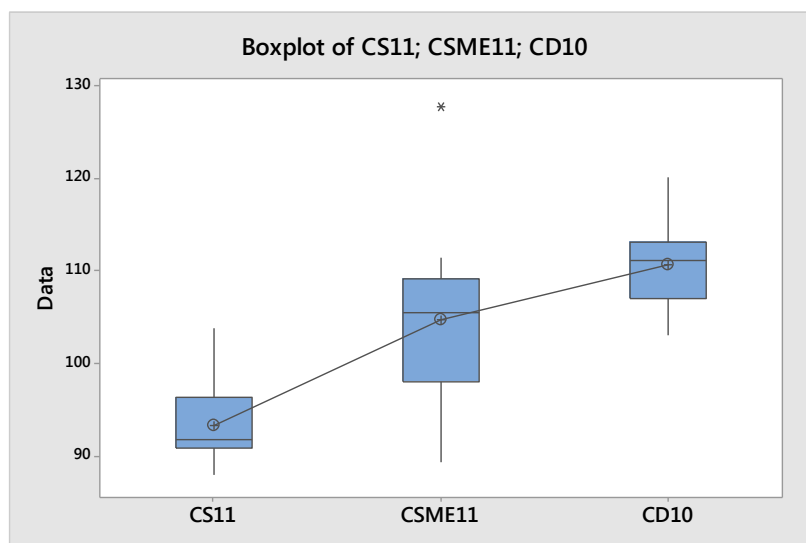


Gráfico boxplot

APÊNDICE C – Tabela de dados de pressão média gerada por servofreio por nível de curso de pedal

Nível de curso → Servofreio → Aplicação ↓	25mm			50mm			75mm			100mm		
	CS11	CSME11	CD10	CS11	CSME11	CD10	CS11	CSME11	CD10	CS11	CSME11	CD10
1	1,02	5,43	6,89	21,83	24,53	35,93	48,53	62,74	87,51	94,71	112,15	149,69
2	1,56	5,87	6,87	22,3	26,91	37,09	50,92	67,43	91,24	91,76	121,1	156,27
3	1,53	5,53	8,3	22,09	26,89	38,02	53,46	67,61	93,8	101,26	120,71	154,37
4	1,44	5,86	6,75	23,1	27,91	38,21	54,7	69	93,2	102,94	123,1	153,1
5	1,51	7,2	7,01	24,04	28,21	38,15	56,01	70,23	93,33	103,5	126,15	155,57
6	1,92	5,98	7,71	25,06	28,13	38,82	57,12	69,16	94,85	104,15	120,1	152,33
7	2,5	6,97	8,19	25,64	28,45	38,5	57,9	69,85	94,67	103,54	122,05	151,38
8	2,89	6,43	8,2	25,94	28,47	38,55	58,88	69,94	93,1	107,36	121,25	149,46
9	4,33	6,29	8,03	25,82	28,56	38,65	59,61	69,49	91,3	107,42	121,37	148,94
10	4,64	6,57	7,03	25,49	28,32	39,12	61	68,35	95,66	108,24	120,82	152,66

APÊNDICE D - Resultados da ANOVA e Teste Tukey por nível de curso de pedal

Curso de pedal = 25mm

One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	144,55	72,2746	92,54	0,000
Error	27	21,09	0,7810		
Total	29	165,64			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,883751	87,27%	86,33%	84,28%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	2,334	1,259	(1,761; 2,907)
CSME11	10	6,213	0,587	(5,640; 6,786)
CD10	10	7,498	0,643	(6,925; 8,071)

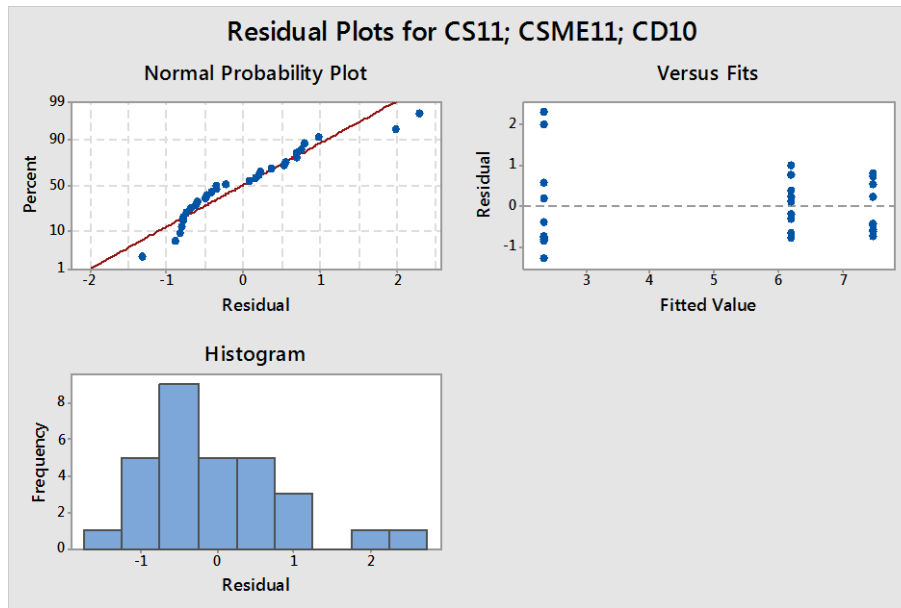
Pooled StDev = 0,883751

Tukey Pairwise Comparisons

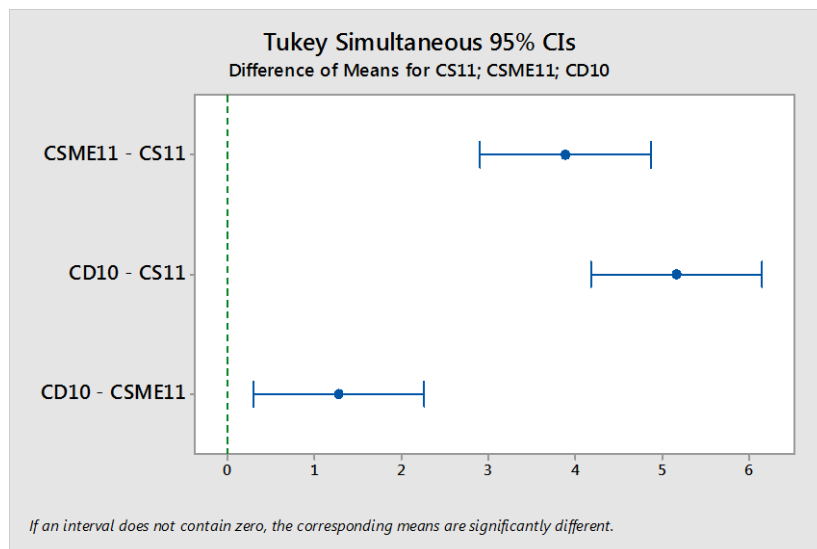
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	7,498	A
CSME11	10	6,213	B
CS11	10	2,334	C

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

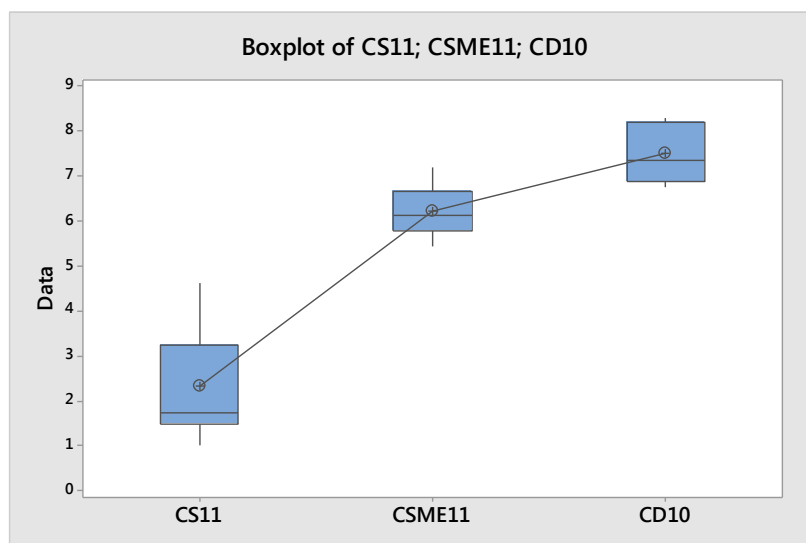


Gráfico boxplot

Curso de pedal = 50mm**One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10**

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	1056,94	528,468	303,40	0,000
Error	27	47,03	1,742		
Total	29	1103,97			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
1,31978	95,74%	95,42%	94,74%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	24,131	1,667	(23,275; 24,987)
CSME11	10	27,638	1,250	(26,782; 28,494)
CD10	10	38,104	0,941	(37,248; 38,960)

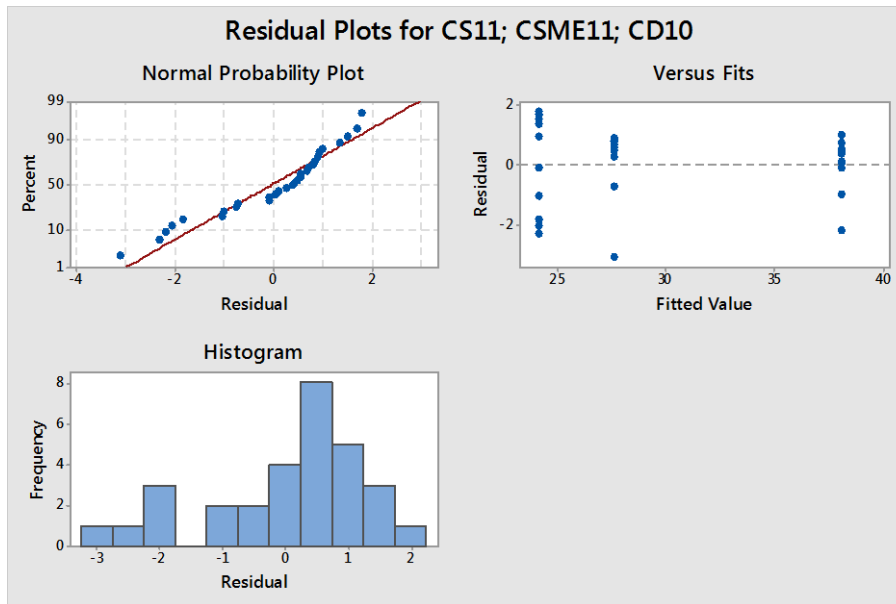
Pooled StDev = 1,31978

Tukey Pairwise Comparisons

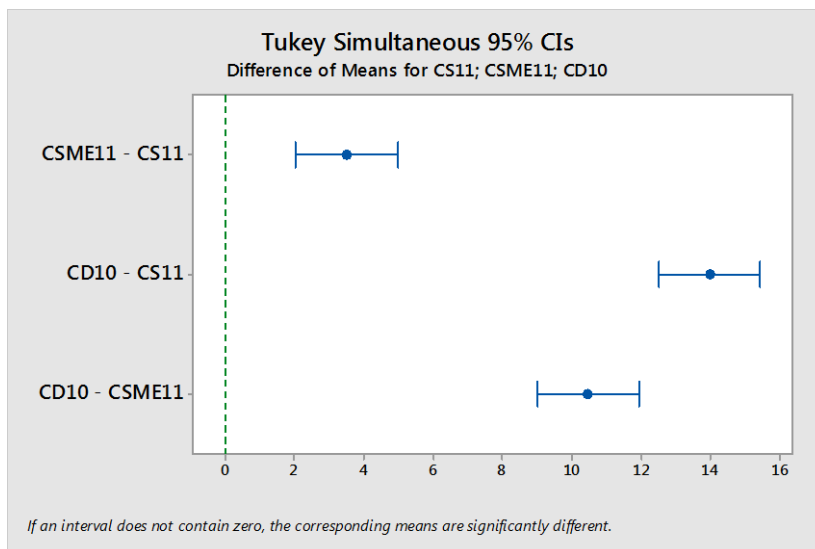
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	38,104	A
CSME11	10	27,638	B
CS11	10	24,131	C

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

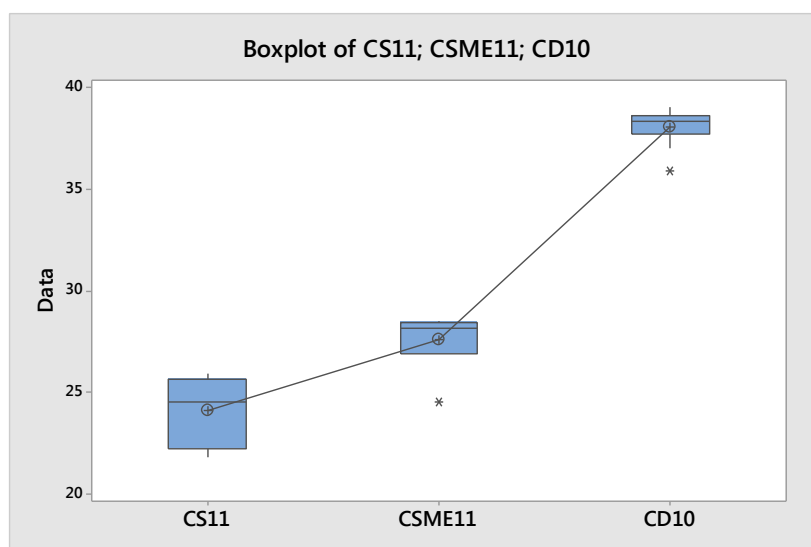


Gráfico boxplot

Esforço de pedal = 75mm

One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	7101,4	3550,70	409,39	0,000
Error	27	234,2	8,67		
Total	29	7335,6			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,94500	96,81%	96,57%	96,06%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	55,81	3,95	(53,90; 57,72)
CSME11	10	68,380	2,200	(66,469; 70,291)
CD10	10	92,866	2,358	(90,955; 94,777)

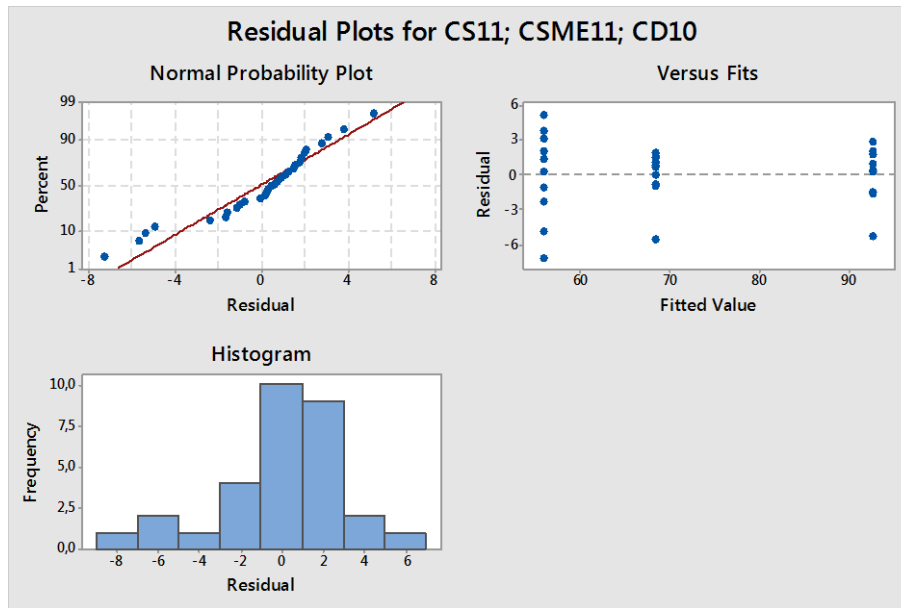
Pooled StDev = 2,94500

Tukey Pairwise Comparisons

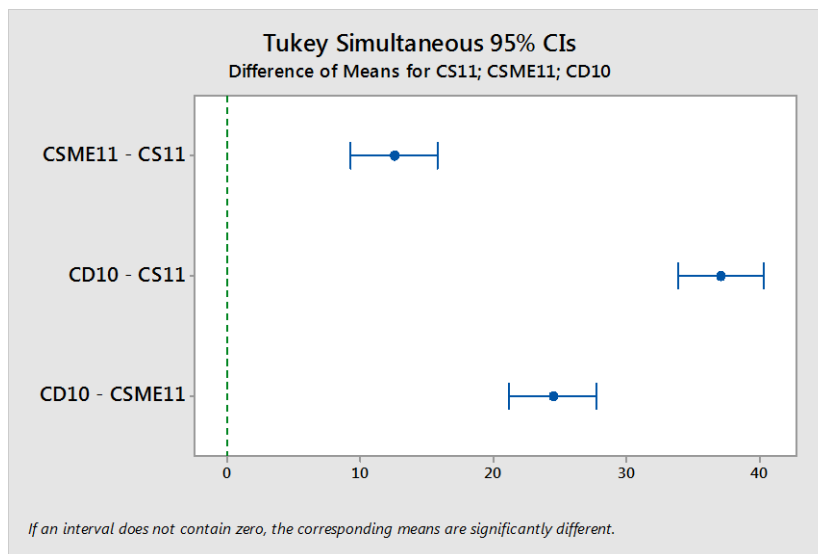
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	92,866	A
CSME11	10	68,380	B
CS11	10	55,81	C

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

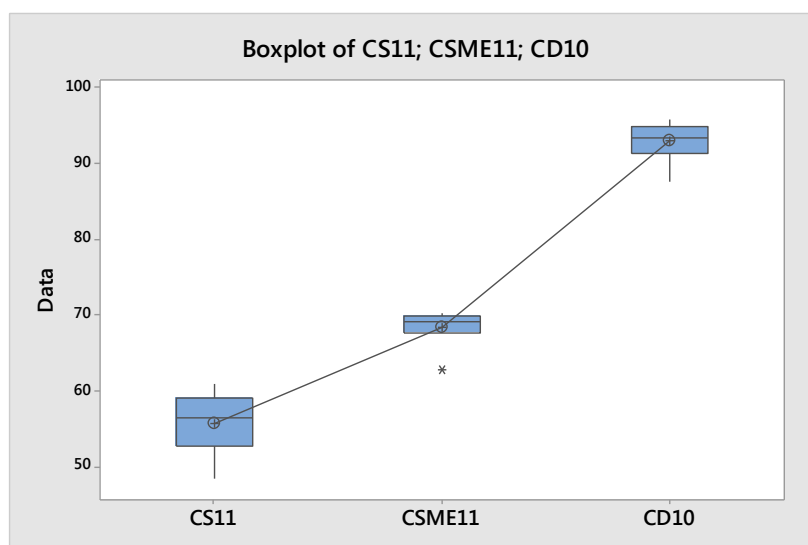


Gráfico boxplot

Esforço de pedal = 100mm**One-way ANOVA: CS11; CSME11; CD10**

Method

Null hypothesis All means are equal
 Alternative hypothesis At least one mean is different
 Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
Factor	3	CS11; CSME11; CD10

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Factor	2	12730,8	6365,40	396,78	0,000
Error	27	433,2	16,04		
Total	29	13163,9			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
4,00533	96,71%	96,47%	95,94%

Means

Factor	N	Mean	StDev	95% CI
CS11	10	102,49	5,41	(99,89; 105,09)
CSME11	10	120,88	3,52	(118,28; 123,48)
CD10	10	152,377	2,549	(149,778; 154,976)

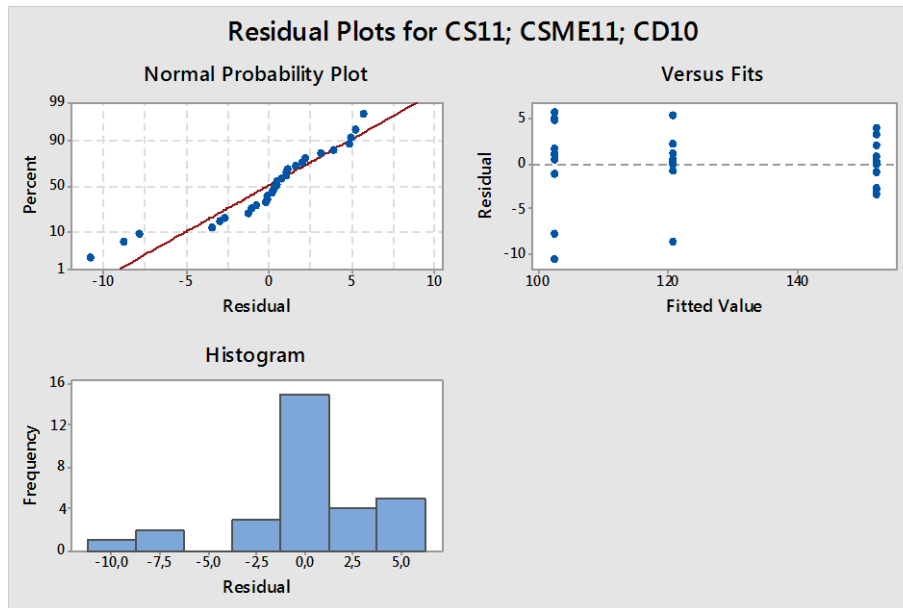
Pooled StDev = 4,00533

Tukey Pairwise Comparisons

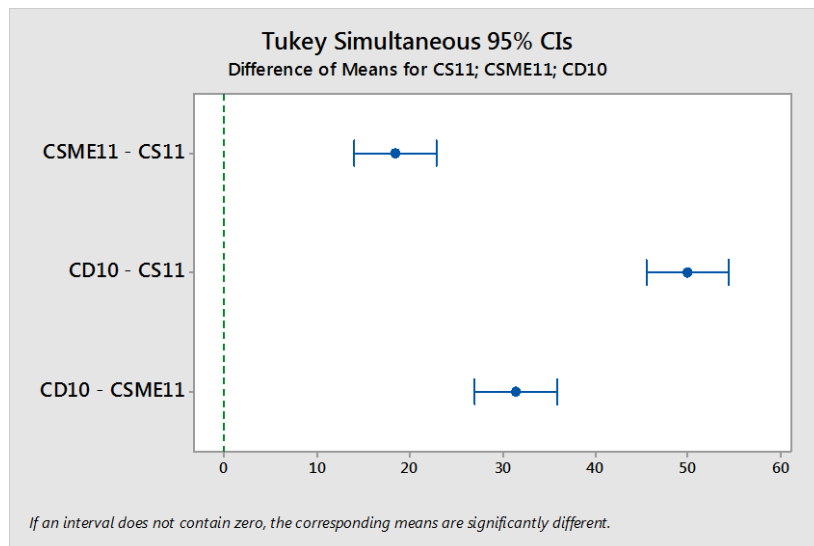
Grouping Information Using the Tukey Method and 95% Confidence

Factor	N	Mean	Grouping
CD10	10	152,377	A
CSME11	10	120,88	B
CS11	10	102,49	C

Means that do not share a letter are significantly different.



Plotagem de resíduos



Plotagem simultânea de intervalos de confiança do teste Tukey

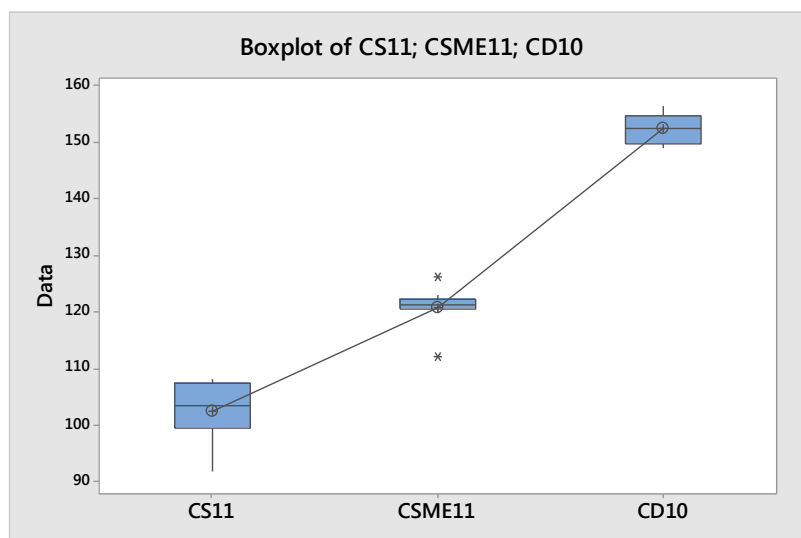


Gráfico boxplot