



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica

Rafael Fortuna Pizzi

**Estudo e verificação de um software de simulação para avaliação do
desempenho na frenagem de um veículo conforme requisitos descritos na
Resolução 519/2015 do CONTRAN**

BELO HORIZONTE

2019

Rafael Fortuna Pizzi

Estudo e verificação de um software de simulação para avaliação do desempenho na frenagem de um veículo conforme requisitos descritos na Resolução 519/2015 do CONTRAN

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.

Orientador: Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez

Área de Concentração: Projeto e Sistemas

Belo Horizonte

2019

P695e

Pizzi, Rafael Fortuna.

Estudo e verificação de um software de simulação para avaliação do desempenho na frenagem de um veículo conforme requisitos descritos na resolução 519/2015 do CONTRAN [recurso eletrônico] / Rafael Fortuna Pizzi. - 2019.

1 recurso online (139 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Juan Carlos Horta Gutierrez.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Apêndices: f. 136-139.

Bibliografia: f. 131-135.

Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Freios - Teses. 3. Conselho Nacional de Trânsito (Brasil) - Teses. 4. Simulação por computador - Teses. I. Gutierrez, Juan Carlos Horta. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.

CDU: 621 (043)



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 E VERIFICAÇÃO DE UM SOFTWARE DE SIMULAÇÃO PARA AVALIAÇÃO
DO DESEMPENHO NA FRENAGEM DE UM VEÍCULO CONFORME REQUISITOS
DESCRITOS NA RESOLUÇÃO 519/2015 DO CONTRAN "**

RAFAEL FORTUNA PIZZI

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 28 de outubro de 2019.

Por:

Prof. Juan Carlos Horta Gutierrez
Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Claysson Bruno Santos Vimieiro
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais/ PUC-MINAS

Prof. Pedro Bastos Costa
Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Claudio Marcio Santana
Universidade Federal de Ouro Preto/ UFOP

Aos meus pais.

AGRADECIMENTOS

À Deus.

À UFMG pela estrutura proporcionada.

Ao Prof. Juan Carlos Horta Gutiérrez pelo suporte incondicional, orientação, confiança e amizade.

Ao Prof. Antônio Carlos Canale pela disponibilidade, suporte, incentivo e análise das simulações.

Ao Rafael Lucas, Jean Cory, Edenilton Santos e Getúlio Soares pelo incentivo, apoio e suporte na análise das diversas propostas apresentadas.

Aos colegas das empresas Master e Fras Le pelo apoio no compartilhamento de informações técnicas dos sistemas de freios.

À minha empresa pela disponibilidade do tempo para seguir com os estudos.

Ao meu pai e minha mãe por tudo...absolutamente tudo.

À minha avó pelo colo fortificante.

Às minhas irmãs pela paciência e dedicação.

À minha madrastra pelo conforto e carinho.

À minha esposa pelo amor e companheirismo.

À Aika, Chiara, Cléo, Bone, Valentina, Felícia, Cleozinha, Teemo, Banguela, Mel e Leona pela alegria nos momentos de dúvida e por me abrir os olhos para os reais valores da vida.

À minha sobrinha por me fazer rejuvenescer.

Ao meu afilhado por me ajudar no amadurecimento e mostrar o lado belo da vida.

RESUMO

Este estudo tem por objetivo validar um método (software) de simulação computacional que permita reproduzir, com confiabilidade, os ensaios descritos na Resolução do Contran 519/2015 (norma ABNT NBR 10966 e seus anexos) necessária para a homologação do sistema de freios do veículo. Estes ensaios são longos e caros, pois, além de veículo específico e pessoas treinadas, toda a estrutura de pistas de alto e baixo atritos devem ser disponibilizadas. Com isto, visa-se otimizar os processos e os custos de desenvolvimento dos veículos. Para o estudo foi utilizado um veículo com tração 4x2; em seu Peso Bruto Total (PBT); com freios pneumáticos de tambor e sapatas; com Dispositivo de Antitravamento das rodas na frenagem (ABS). Foram considerados os requisitos para as pistas de alta aderência nas condições de veículo vazio e carregado; a transmissão acoplada e desacoplada; freios em modo de funcionamento normal e falhado segundo o estabelecido na Resolução do Contran 519/2015. O modelo de simulação foi desenvolvido para poder avaliar o desempenho dos veículos nas mesmas condições estabelecidas pela norma ABNT NBR 10966 para a homologação dos sistemas de freios dos veículos. Os resultados obtidos com esse modelo computacional e com os ensaios físicos, quando comparados, mostram que o modelo de simulação computacional é uma ferramenta de projeto robusta que pode ser implementada para a análise do desempenho do veículo em futuros processos de homologação do sistema de freios. Várias influências de parâmetros podem ser avaliadas com a ajuda do programa. A correlação entre os dados de simulação e experimentais foi avaliada com a ajuda de técnicas estatísticas conhecidas. Conclui-se que a diferença encontrada entre as respostas dos ensaios físicos com as da simulação pode ser explicada pela simplificação do modelo, menor precisão dos dados de entrada, a variação da pressão de acionamento dos freios nos ensaios físicos e o coeficiente de atrito da pista de teste. Contudo, é possível entender que, através dos resultados obtidos, uma maior precisão não se faz necessária neste momento, pois garantiu uma robustez mínima para as análises.

Palavras-chave: sistema de freios, dinâmica da frenagem, ensaios veiculares, simulação computacional, homologação do sistema de freio, resolução Contran 519/2015.

ABSTRACT

The purpose of this study is to validate a computational simulation (software) method that can reproduce, with reliability, the tests described in Contran Resolution 519/2015 (ANBT standard NBR 10966 and its annexes) required for the homologation of the brake system of the vehicle. These tests are long and expensive because, in addition to specific vehicle and trained people, the structure of high and low friction test tracks should be made available. With this, it aims to optimize processes and development costs. For the study a 4x2 traction vehicle was used; in a Gross Vehicle Weight (GVW); with pneumatic drum brakes; with Anti-lock Braking System (ABS). The requirements for high friction test tracks for empty and loaded vehicle conditions will be considered; the engaged and disengaged gear box; brakes in normal and failed operation mode according to Contran Resolution 519/2015. The simulation model was developed to be able to evaluate the performance of the vehicles in the same conditions established by the ABNT NBR 10966 standard for the homologation of the vehicle brake system. The results obtained with this computational model and with the physical tests, when compared, show that the computational simulation model is a robust design tool that can be implemented for that analysis of vehicle performance in future brake system homologation processes. Various parameters influences can be evaluated with the aid of the program. The correlation between simulation and experimental data was evaluated with the aid of known statistical techniques. It can be concluded that the difference between the responses of the physical tests and those of the simulation can be explained by the simplification of the model, the lower accuracy of the input data, the variation of the brake pressure in the physical tests and the test track friction. However, we understand that, through the results obtained, a greater precision is not necessary at this time, as it guaranteed a minimum robustness for the analysis. As a suggestion for future work, it is proposed to complement the software with high detail of the equations and the inclusion of other systems, such as the suspensions, for example, in order to enable the evaluation of the vehicles with 6x2 and 6x4 traction.

Keywords: Brake system, braking dynamics, vehicular tests, computer simulation, brake system homologation, Contran Resolution 519/2015.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Principais componentes do freio a tambor.	31
Figura 2 - Classificação dos freios a tambor quanto ao arranjo das sapatas.	32
Figura 3 - Freio tambor: (a) Simplex - Sapata primária (esquerda) e secundária (direita); (b) Duplex - Sapatas primárias duplas.	32
Figura 4 - Freio tambor: (a) Simplex; (b) Duplex.	33
Figura 5 - Freio Duo-Servo.	34
Figura 6 - Disco sólido.	37
Figura 7 - Disco ventilado.	37
Figura 8 - Disco ranhurado.	37
Figura 9 - Disco furado.	38
Figura 10 - Caliper fixo.	39
Figura 11 - Esquema de atuação do freio a disco com caliper fixo.	39
Figura 12 - Componentes do caliper.	39
Figura 13 - Caliper fixo: ação do anel de vedação (anel de holl back).	40
Figura 14 - Freio a disco com caliper flutuante.	41
Figura 15 - Freio a disco com caliper deslizante.	42
Figura 16 - Freio a disco com caliper: (a) fixo; (b) flutuante.	42
Figura 17 - Disco de freio traseiro tipo <i>Drum in Hat</i>	43
Figura 18 - Freio a disco traseiro integrado <i>Drum in Hat</i>	44
Figura 19 - Sistema de regulagem do freio a disco combinado.	44
Figura 20 - Sistema de eixos de coordenadas SAE.	50
Figura 21 - Força de resistência devido a inclinação da pista.	51
Figura 22 - Força de resistência ao rolamento.	52
Figura 23 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a temperatura.	53
Figura 24 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a pressão do pneu.	53
Figura 25 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a velocidade.	54
Figura 26 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com o diâmetro do pneu.	54
Figura 27 - Coeficientes f_0 e f_s	55
Figura 28 - Deformação da borracha e origem do escorregamento.	59

Figura 29 - Mecanismo de contato pneu-pavimento.	60
Figura 30 - Coeficiente de aderência em função do escorregamento.	61
Figura 31 - Forças atuantes no pneu em curva.	61
Figura 32 - Diagrama de corpo livre de um veículo sob frenagem.	62
Figura 33 - Forças de frenagem máximas para cada eixo em função da desaceleração e da aderência.	67
Figura 34 - Forças atuantes nas sapatas do freio a tambor.	67
Figura 35 - Medição de torque no dinamômetro de inércia.	69
Figura 36 - VBOX.	82
Figura 37 - Transdutor de curso.	82
Figura 38 - Célula de carga.	83
Figura 39 - Transdutor de pressão.	83
Figura 40 - Aquisitor de dados HBM e placas.	84
Figura 41 - Termopares.	84
Figura 42 - Tela inicial do simulador.	86
Figura 43 - Fluxograma do trabalho.	87
Figura 44 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 30% da velocidade máxima.	91
Figura 45 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 65% da velocidade máxima.	91
Figura 46 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 80% da velocidade máxima.	92
Figura 47 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 30% da velocidade máxima.	92
Figura 48 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 65% da velocidade máxima.	93
Figura 49 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 80% da velocidade máxima.	93
Figura 50 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo vazio.	95
Figura 51 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo carregado.	96
Figura 52 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo vazio.	98

Figura 53 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo vazio.	98
Figura 54 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo carregado.	99
Figura 55 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo carregado.	99
Figura 56 – Atuação de freio de estacionamento em rampa de 20% em um aclave.	101
Figura 57 – Atuação de freio de estacionamento em rampa de 20% em um declive.	102
Figura 58 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 30% da velocidade máxima.	103
Figura 59 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 65% da velocidade máxima.	103
Figura 60 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 80% da velocidade máxima.	104
Figura 61 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 30% da velocidade máxima.	104
Figura 62 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 65% da velocidade máxima.	105
Figura 63 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 80% da velocidade máxima.	105
Figura 64 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo vazio.	107
Figura 65 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo carregado.	107
Figura 66 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo vazio.	109
Figura 67 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo vazio.	109
Figura 68 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo carregado.	110
Figura 69 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo carregado.	110
Figura 70 - Simulação do freio de estacionamento para a rampa de 20%.	112

Figura 71 - Curva de distribuição de frenagem na condição de veículo vazio.	117
Figura 72 - Curva de distribuição de frenagem na condição de veículo carregado.	118
Figura 73 - Plotagem de efeitos principais para a distância de parada / eixo dianteiro.	120
Figura 74 - Plotagem de efeitos principais para a distância de parada / eixo traseiro.	120
Figura 75 - Câmara de freio de serviço.	122
Figura 76 - Câmara de freio de serviço combinada com estacionamento.....	122
Figura 77 - Curva da câmara de serviço de 16".	123
Figura 78 - Curva da câmara de serviço de 20".	124
Figura 79 - Curva da câmara de serviço de 24".	124
Figura 80 - Freio completo indicando a montagem do ajustador de freio.....	125
Figura 81 - Ajustador de freio com as diferentes cores dos pistões internos de regulagem.	125
Figura 82 - Relação do fator de freio.	126
Figura 83 - Curva do coeficiente de atrito versus temperatura.....	128
Figura 84 - Desgaste material de atrito.	128
Figura 85 - Curva do Fator de Freio versus coeficiente de atrito.....	129

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Características dos tipos de freio a tambor.	35
Quadro 2 - Características dos freios a disco com caliper fixo e flutuante.	43
Quadro 3 - Comparação entre os sistemas de freio a disco e a tambor.	45
Quadro 4 - Evolução dos requisitos homologativos para o sistema de freios no Brasil.	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Coeficientes de resistência ao rolamento (fr).	56
Tabela 2 - Contribuição das fontes de resistência aerodinâmica.	57
Tabela 3 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico por tipo de veículo.....	57
Tabela 4 - Valores típicos de aderência longitudinal.	62
Tabela 5 - Especificações técnicas dos freios do veículo estudado.....	81
Tabela 6 - Limites de distância de parada e desaceleração descritos para o requisito 4.4.3.1.	90
Tabela 7 - Limites de distância de parada e desaceleração para o requisito 4.4.3.1.	90
Tabela 8 - Distâncias de parada atingidas para as passagens do requisito 4.4.3.1..	94
Tabela 9 - Desacelerações atingidas para as passagens do requisito 4.4.3.1.....	94
Tabela 10 - Limites de distância de parada e desaceleração para o requisito 4.4.2.	95
Tabela 11 - Distâncias de parada atingidas para as passagens do requisito 4.4.2...	96
Tabela 12 - Desacelerações atingidas para as passagens do requisito 4.4.2.....	96
Tabela 13 - Limites de distância de parada e desaceleração para o requisito 5.2. ...	97
Tabela 14 - Distâncias de parada atingidas para as passagens do requisito 5.2....	100
Tabela 15 - Desacelerações atingidas para as passagens do requisito 5.2.....	100
Tabela 16 - Distâncias de parada geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.3.1.....	106
Tabela 17 - Desacelerações geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.3.1.	106
Tabela 18 - Distâncias de parada geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.2.....	108
Tabela 19 - Desacelerações geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.2.	108
Tabela 20 - Distâncias de parada geradas pela simulação para as passagens do requisito 5.2.....	111
Tabela 21 - Desacelerações geradas pela simulação para as passagens do requisito 5.2.	111
Tabela 22 - Tabela comparativa de distância de parada, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.3.1.	113

Tabela 23 - Tabela comparativa de desaceleração, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.3.1.	113
Tabela 24 - Tabela comparativa de distância de parada, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.2.	113
Tabela 25 - Tabela comparativa de desaceleração, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.2.	114
Tabela 26 - Tabela comparativa de distância de parada, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 5.2.	114
Tabela 27 - Tabela comparativa de desaceleração, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 5.2... 114	114
Tabela 28 - Tabela comparativa dos dados obtidos nas simulações virtuais entre o veículo ensaiado e uma variante hipotética com mudança no seu entre eixos (veículo modificado).....	116
Tabela 29 - Resultado da regressão linear múltipla para a distância de parada / eixo dianteiro.....	119
Tabela 30 - Resultado da regressão linear múltipla para a distância de parada / eixo traseiro.	119
Tabela 31 - Tabela de dados de distância e parada com diferentes combinações de fator de freio, câmara e ajustador de freio.....	121
Tabela 32 - Ajustador de freio com os diferentes comprimentos.....	126

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

DENATRAN – Departamento Nacional de Trânsito

CONTRAN – Conselho Nacional de Trânsito

ABNT – Associação brasileira de Normas Técnicas

NBR – Norma Brasileira Regulamentadora

SUV – *Sport Utility Vehicle*

PBT – Peso Bruto Total

ABS – Sistema antitravamento dos freios (*Anti-lock braking system*)

FMVSS – *Federal Motor Vehicle Safety Standard*

ECE-R13 – *Economic Commission for Europe - Regulation 13*

CG – Centro de gravidade

SAE – *Society of Automotive Engineers*

LISTA DE SÍMBOLOS

R_g – Força de resistência devido a inclinação da pista, [N]

W – Peso do veículo, [N]

Θ – Ângulo de inclinação da pista, [%]

R_r – Força de resistência ao rolamento, [N]

R_{rf} – Força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro, [N]

R_{rr} – Força de resistência ao rolamento no eixo traseiro, [N]

f_r – Coeficiente de resistência ao rolamento, [adimensional]

f_0 – Coeficiente básico, [adimensional]

f_s – Coeficiente que determina o efeito da pressão interna, [adimensional]

V – Velocidade, [m/s]

R_a – Resistência aerodinâmica, [N]

C_a – Coeficiente de arrasto aerodinâmico, [adimensional]

ρ – Densidade do ar, [kg/m³]

A – Área frontal projetada do veículo, [m²]

V_a – Velocidade relativa entre o veículo e o ar, [adimensional]

R_i – Força de inércia de translação, [N]

a – aceleração do veículo, [m/s²]

m – massa do veículo, [kgf]

I – Momento de inércia, [kg . m²]

r – Raio dinâmico dos pneus, [m]

n – número de elementos em rotação do sistema de transmissão e rodas, [adimensional]

γ_b – Coeficiente de inércia das partes rotativas, [adimensional]

ξ – Relação de transmissão, [adimensional]

η_t – Eficiência do sistema de transmissão do veículo, [adimensional]

μ – Coeficiente de aderência, [adimensional]

μ_0 – Coeficiente de aderência máximo entre pavimento e pneu, [adimensional]

μ_s – Coeficiente de aderência dinâmico entre pavimento e pneu, [adimensional]

F_s – Força lateral atuante no pneu, [N]

F_u – Força de frenagem atuante no pneu, [N]

F_N – Força peso atuante no pneu, [N]

g – Aceleração da gravidade, [m/s²]

a_x – Desaceleração linear, [m/s²]

F_{xf} – Força de frenagem no eixo dianteiro, [N]

F_{xr} – Força de frenagem no eixo traseiro, [N]

D_A – Arrasto aerodinâmico, [N]

F_{xt} – Força total para a desaceleração do veículo na direção longitudinal, [N]

V_0 – Velocidade inicial, [m/s]

V_f – Velocidade final, [m/s]

t – Tempo, [s]

X – Distância total percorrida na desaceleração, [m]

SD – Distância de parada, [m]

t_s – Tempo de parada, [s]

R_{xf} – Força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro, [N]

R_{xr} – Força de resistência ao rolamento no eixo traseiro, [N]

W_{fs} – Carga estática no eixo dianteiro, [N]

W_{rs} – Carga estática no eixo traseiro, [N]

W_d – Transferência de carga dinâmica, [N]

W_f – Carga dinâmica no eixo dianteiro, [N]

W_r – Carga dinâmica no eixo traseiro, [N]

F_{xmf} – Força frenagem máxima no eixo dianteiro, [N]

F_{xmr} – Força frenagem máxima no eixo traseiro, [N]

μ_p – Coeficiente de aderência máximo

F_A – Força de atrito na sapata primária, [N]

F_B – Força de atrito na sapata secundária, [N]

N_A – Carga normal entre a sapata primária e o tambor, [N]

N_B – Carga normal entre a sapata secundária e o tambor, [N]

m – Distância perpendicular do ponto de aplicação de força no material de atrito a fixação da sapata, [mm]

n – Distância perpendicular a força normal a fixação da sapata, [mm]

valor - p – Mostrará se cada variável independente é significativa para modificar a variável dependente

R^2 – A proporção da variável dependente do modelo que é explicada por determinada variável independente que está sendo avaliada

F_a – Força aplicada no eixo S, [N]

F_d – Força gerada no contato entre o material de atrito e o tambor, [N]

BF – Fator de freio

d_M – Desaceleração média. [m/s²]

v_b – Velocidade do veículo a 0,8 v_0 , [m/s]

v_e – Velocidade do veículo a 0,1 v_0 , [m/s]

s_b – Distância percorrida entre v_0 e v_b , [m]

s_e – Distância percorrida entre v_0 e v_e , [m]

v – Velocidade do ensaio prescrita, [m/s]

s – Distância de parada, [m]

F – Força aplicada ao pedal, [daN]

$v_{\text{máx}}$ – Velocidade máxima do veículo, [m/s]

Sumário

1) Introdução	24
1.1) Objetivo principal	25
1.2) Objetivos específicos	25
1.3) Justificativa	26
1.4) Estrutura do trabalho	26
2) Revisão bibliográfica	28
2.1) Conceitos básicos	28
2.2) Classificação	29
2.3) Tipos de freio.....	30
2.3.1) Freios a Tambor	30
2.3.1.1) Freios Simplex.....	32
2.3.1.2) Freios Duplex.....	33
2.3.1.3) Freios Duo-Servo.....	33
2.3.1.4) Comparação entre os diferentes freios a tambor	34
2.3.2) Freios a Disco.....	35
2.3.2.1) Freio a disco com caliper fixo.....	38
2.3.2.2) Freio a disco com caliper flutuante	40
2.3.2.3) Comparação entre os diferentes freios a disco.....	41
2.3.2.4) Freio a disco traseiro integrado	42
2.3.2.5) Freio a disco traseiro combinado	44
2.3.2.6) Comparação entre os sistemas de freio a disco e a tambor.....	45
2.4) Materiais de atrito	46
2.4.1) Características principais dos materiais de atrito.....	47
2.5) Fundamentos da Dinâmica Veicular.....	49
2.5.1) Forças de resistência ao movimento	50
2.5.1.1) Força devido a inclinação da pista.....	50
2.5.1.2) Força de resistência ao rolamento.....	51
2.5.1.2.1) Fatores que influenciam na resistência ao rolamento	52
2.5.1.2.2) Determinação do coeficiente de resistência ao rolamento	54
2.5.1.3) Força de resistência aerodinâmica	56
2.5.1.4) Força de inércia.....	57
2.5.1.5) Força de resistência do sistema de transmissão.....	58
2.6) Pneu	58

2.7) Dinâmica da frenagem.....	62
2.7.1) Força de frenagem.....	65
2.7.2) Distribuição das forças de frenagem.....	65
2.8) Fator de freio	67
2.9) Normas homologativas: Contran 519/2015.....	70
2.10) Ensaio físicos – sistema de freio	74
2.11) Categorias dos veículos	76
2.12) Simulação virtual – sistema de freio.....	78
2.13) Análises estatísticas – Regressão Linear Múltipla.....	78
3) Metodologia.....	80
3.1) Veículo	80
3.1.1) Sistema de freio.....	81
3.2) Método de trabalho	81
3.2.1) Ensaio físicos.....	81
3.2.2) Simulação virtual	84
3.2.3) Correlação entre os ensaios físicos e a simulação virtual.....	85
4) Resultados e análises	88
4.1) Ensaio físicos	88
4.2) Simulação virtual	102
4.3) Correlação entre os ensaios físicos e a simulação virtual	112
4.3.1) Regressão linear múltipla	118
4.3.2) Fatores que influenciam as respostas do sistema de freio	121
4.3.2.1) Influência da modificação da câmara de freio.....	122
4.3.2.2) Influência da modificação do ajustador de freio.....	123
4.3.2.3) Influência da modificação do fator de freio	126
5) Conclusões	130
5.1) Conclusões.....	130
5.2) Trabalhos futuros.....	131
5.3) Referências bibliográficas	131
Apêndice A – Cálculo da média e desvio padrão para os requisitos do Contran 519/2015 para a pista de alto atrito (dados gerados no Minitab).....	136

1) Introdução

Hoje em dia, dentre os custos necessários para se desenvolver um veículo, grande parte ainda é destinado aos ensaios de durabilidade, validação e homologação dos diversos sistemas que o constituem. Com grande relevância, pode-se citar as despesas relacionadas a compra das peças para a montagem dos protótipos que, por serem de baixíssima escala, possuem altos valores agregados; as horas de mecânicos (para montar), engenheiros (para acompanhar o desenvolvimento do projeto) e motoristas (para testar); disponibilidade (dependência do inverno em países europeus) e aluguel de pistas para ensaios específicos; alta quantidade de protótipos a serem montados para cumprir com todos os ensaios necessários em prazos cada vez menores.

Além disso, pode existir a necessidade de se ter que refazer um ensaio completo devido ao não atendimento de um requisito. Esta, na maioria das vezes é precedida por uma modificação de engenharia; novos contatos com fornecedores para desenvolvimento de novo componente; novos prazos de entrega da modificação; substituição do sistema falhado no protótipo para então reiniciar o ensaio. Os adicionais de custos e, principalmente, no tempo do projeto podem prejudicar significativamente as estratégias já delineadas pelas áreas de Compras (novas negociações com os fornecedores), Logística (refazer plano para liberação dos componentes na linha de produção), Manufatura (montagem dos veículos) e Vendas & Marketing (lançamento e início das vendas) comprometendo toda a cadeia de trabalho.

Conforme Lobão (1999) o acirramento da competitividade em decorrência do processo de globalização da economia trouxe, para as empresas, o desafio do aumento da eficiência de seu sistema produtivo criando uma demanda por sistemas que permitissem que os projetos, ou suas atualizações, fossem realizadas em tempos mais curtos, sem riscos para os objetivos de prazos já estabelecidos. Surgiram então, as ferramentas de simulação. Na indústria automotiva empregam-se amplamente as modelagens matemáticas, que são desenvolvidas a partir de deduções sobre os sistemas dos quais deseja-se obter projeções de seu comportamento em determinadas circunstâncias. A partir de observações pode-se então identificar as

variáveis que o influenciam e a maneira como se inter-relacionam, propondo-se então uma relação matemática que descreva o sistema e que permita prever o comportamento do mesmo sob as mais diversas situações. A realização de um estudo de simulação antes da implantação do sistema real é muito importante porque permite entender seu funcionamento de maneira antecipada, possibilitando prever os problemas e os quase inevitáveis erros, além de poupar recursos econômicos, pois dispensa a construção de protótipos para os ensaios físicos.

1.1) Objetivo principal

O objetivo principal deste estudo é a verificação de um software de simulação para a verificação do desempenho da frenagem de um veículo, e a posterior submissão dos resultados ao Departamento Nacional de Trânsito - DENATRAN, para a homologação do sistema de freios do veículo de acordo com a Resolução 519/2015 do Conselho Nacional de Trânsito - CONTRAN.

1.2) Objetivos específicos

Para se atingir o objetivo principal serão necessários alcançar os seguintes objetivos específicos:

- 1) Verificar o desempenho do veículo de maneira experimental (ensaios físicos);
- 2) Verificar o desempenho do veículo, conforme requisitos descritos na Resolução Contran 519/2015, dentro do ambiente de simulação;
- 3) Correlacionar os ensaios físicos com os virtuais através da verificação direta das respostas obtidas;
- 4) Utilizar métodos estatísticos para entender os parâmetros de aceitação;
- 5) Avaliar o método como ferramenta de projeto através da possibilidade de mudanças nas características do veículo e do seu sistema de freios.

1.3) Justificativa

A alta competitividade do setor automotivo tem exigido grandes esforços da indústria no sentido de desenvolver a melhor relação entre desempenho, custo e qualidade dos componentes a serem montados.

A relevância do estudo está relacionada à necessidade de otimizar os processos e as ferramentas de simulação visando a redução nos prazos e custos de desenvolvimento do sistema de freios veiculares através da validação dos resultados de simulações que representem com confiabilidade, na fase inicial do projeto, os resultados dos ensaios em pista. Com a maior complexidade dos sistemas e a consequente redução nos prazos de desenvolvimento, a importância de previsões iniciais e mais abrangentes trazem grande significância e muitos benefícios: dimensionamento, aplicação e otimização de parâmetros, gerando conceitos mais maduros para as fases posteriores do projeto; detecção precoce de falhas e seu entendimento no comportamento do sistema analisado; rapidez e agilidade nas análises de possíveis variantes; redução de custos, visto que protótipos físicos não são necessários; etc. Com base nisto, é possível dizer que os desenvolvimentos tendem a ficar cada vez mais seguros, principalmente quando leva-se em consideração os componentes “de segurança”, pois todo e qualquer comportamento anômalo é verificado antes de sua disponibilidade física.

1.4) Estrutura do trabalho

A dissertação está dividida em 5 capítulos conforme segue:

-Capítulo 1: apresenta a introdução do trabalho, detalhando os objetivos principal e específicos; a justificativa e a estrutura do trabalho;

-Capítulo 2: apresenta uma revisão bibliográfica considerando os conceitos básicos dos sistemas de freios; sua classificação; configuração quanto aos sistemas de atuação e os principais tipos; características dos materiais de atrito; fundamentos da dinâmica veicular; a norma ABNT NBR 10966 e seus anexos; breve descrição dos ensaios que são executados para validar e homologar o sistema de freios de um

veículo; processo de análise e escolha deste software de simulação virtual; método aplicado de análise estatística.

-Capítulo 3: apresenta a metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho indicando as normas seguidas para os ensaios físicos, as características das simulações e as correlações entre os dois processos;

-Capítulo 4: apresenta e analisa os resultados obtidos;

-Capítulo 5: apresenta as conclusões e sugestões de trabalhos futuros.

2) Revisão bibliográfica

2.1) Conceitos básicos

Parte fundamental de um veículo para permitir o controle da velocidade do seu movimento, o sistema de freios deve permitir a condução do veículo nas mais diversas condições de tráfego de maneira segura e previsível, por meio do pressionamento do pedal de freio pelo condutor durante um trajeto ou do acionamento do freio de estacionamento em caso de parada prolongada. Dada a sua importância na segurança do automóvel, o funcionamento e desempenho do sistema de freio são regulamentados por órgãos oficiais de cada país (MÜLLER, 2009).

Porém, de maneira geral, o sistema de freio deve cumprir com as seguintes funções básicas (LIMPERT, 1999):

- Diminuir a velocidade do veículo em movimento (à frente ou à ré), aumentando gradativamente sua desaceleração;
- Manter a velocidade do veículo constante durante um trajeto em declive, impedindo uma aceleração indesejada;
- Levar o veículo até a total imobilidade;
- Manter o automóvel completamente parado quando estacionado.

Estas funções devem ser satisfeitas em condições de uso normal e em menor grau quando ocorrer uma eventual falha no sistema. Assim, o sistema de freios pode ser classificado em (BOSCH, 2007):

- Freios de serviço: todos os elementos do sistema que permitam ao condutor regular a velocidade ou realizar a parada do veículo, ou seja, são responsáveis pelas três primeiras funções acima;

- Freios de emergência ou secundários: idem ao anterior, com menor grau de eficiência, em caso de falha no freio de serviço;
- Freio de estacionamento: todos os elementos do sistema que permitam ao veículo permanecer parado, inclusive em aclives ou declives, sem a necessidade da presença do condutor.

2.2) Classificação

Limpert (1999) sugere classificações para os freios segundo a forma de se transferir a energia entre atuador e pastilha/sapata:

- Freios mecânicos: envolvem projetos nos quais apenas dispositivos mecânicos, como por exemplo, barras, cabos ou cames são utilizados para transmitir energia para os freios das rodas. Em muitas aplicações, freios de estacionamento são freios mecânicos;
- Freios hidráulicos: utiliza um fluido como meio de transmissão de energia para os freios das rodas;
- Freios a ar: utilizam ar para transmitir energia para os freios. Quando utilizado em freios automotivos o ar é pressurizado. Freios a vácuo são utilizados em trens como meio de transmissão de energia para os freios das rodas;
- Freios elétricos: utilizam corrente elétrica como meio de transmissão de energia para os freios das rodas;
- Freios mistos: utilizam dois ou mais meios pelos quais a energia pode ser transmitida para os freios.

Porém, observando-se a forma de atuação, encontram-se três tipos principais (GRADELA, 2013):

- Freios de atrito: utilizam a condição de contato entre superfícies como meio de conversão da energia cinética em calor;
- Freios regenerativos ou eletromagnéticos: são aqueles que convertem a energia cinética em energia elétrica, que pode ser armazenada para uso posterior ou dissipada na forma de calor por meio de resistências elétricas;
- Freios de bombeamento: são aqueles que convertem a energia do movimento em energia potencial, armazenada sob a forma de ar pressurizado, óleo pressurizado ou volantes rotativos. Utilizados em casos quando se tem um motor a combustão interna e a injeção de combustível é interrompida. Assim, o motor passa a se comportar como um compressor, e as perdas internas do bombeamento causam o efeito de frenagem no veículo ou na máquina.

2.3) Tipos de freio

2.3.1) Freios a Tambor

Os freios a tambor foram os primeiros freios utilizados em veículos automotores. Primeiramente montados nos eixos traseiros dos veículos pois, em virtude dos materiais de atrito que eram utilizados na época, da geometria de sapatas não muito favorável e dos tambores utilizados, propiciavam muitos problemas de desvio direcional. Com a evolução do projeto de freios eles passaram a ser sistemas fechados, mais limpos, por outro lado mais sujeitos a ação da temperatura (DIULGHEROGLO, 2008).

O sistema de freio a tambor é composto de várias partes que são montadas e fixadas diretamente ao prato de freio, também conhecido como “espelho” ou *backing plate* (DIULGHEROGLO, 2008).

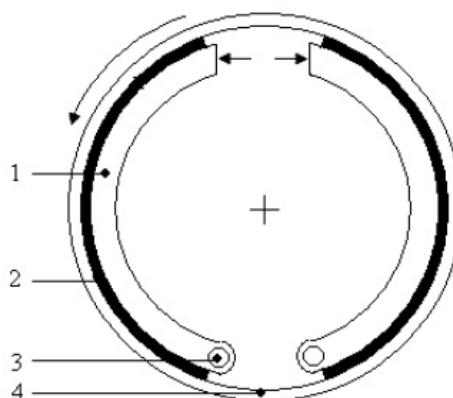
São três as principais funções deste tipo de freios: freio de serviço (durante a ação do veículo), freio de estacionamento (estando o veículo parado, sem a presença do motorista) e freio de emergência (KALTENBACH, 2013).

A Figura 1 mostra os principais componentes do freio a tambor (INFANTINI, 2008):

- Sapata (1): no qual a lona é fixada através de cola, rebite ou moldada diretamente sobre sua superfície. Sua principal função é transmitir as forças de atuação para a lona durante a frenagem. É geralmente fabricado em aço;
- Lona (2): material de atrito conformado em formato cilíndrico e que é pressionado contra o tambor durante a frenagem. É geralmente fabricado em material compósito;
- Pivô (3): é o ponto de ancoragem da sapata;
- Tambor (4): é o componente girante do par de fricção. Alguns tambores de freio possuem aletas para aumentar as trocas térmicas. São normalmente fabricados em ferro fundido cinzento perlítico.

Abaixo serão citados alguns tipos de freios a tambor, seu funcionamento e posteriormente uma comparação entre eles.

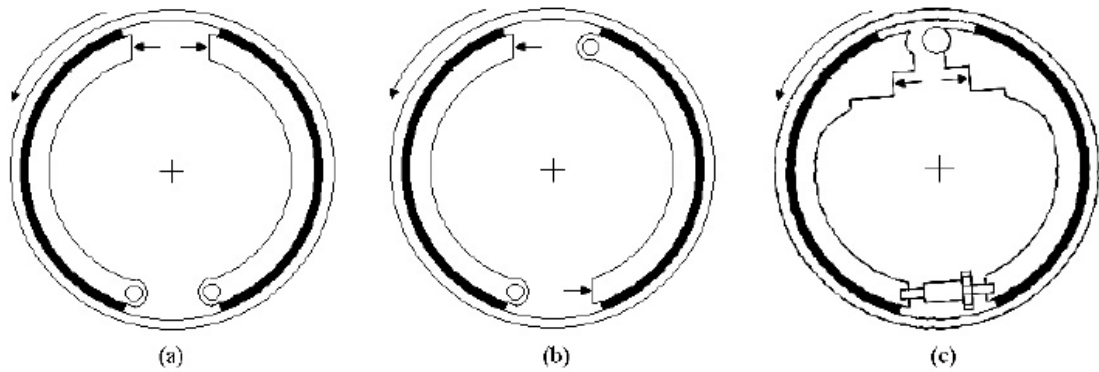
Figura 1 - Principais componentes do freio a tambor.



Fonte: INFANTINI, 2008.

Limpert (1999) classifica os freios a tambor quanto ao arranjo das sapatas como Simplex, Duplex e Duo -Servo, conforme ilustrado na Figura 2.

Figura 2 - Classificação dos freios a tambor quanto ao arranjo das sapatas.

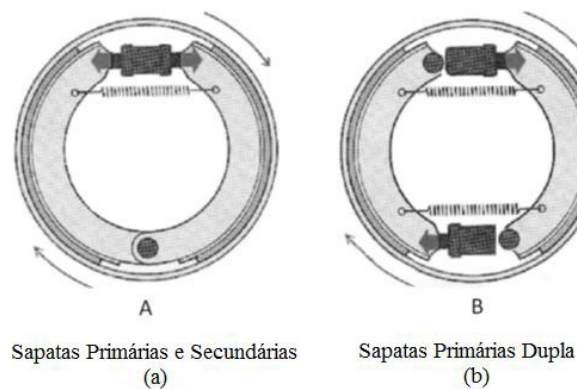


Fonte: INFANTINI, 2008.

2.3.1.1) Freios Simplex

Possuem sapatas primária (primeira sapata após o cilindro atuador, no sentido de giro do tambor) e secundária, conforme ilustrado na Figura 3 (KALTENBACH, 2013).

Figura 3 - Freio tambor: (a) Simplex - Sapata primária (esquerda) e secundária (direita); (b) Duplex - Sapatas primárias duplas.



Sapatas Primárias e Secundárias
(a)

Sapatas Primárias Dupla
(b)

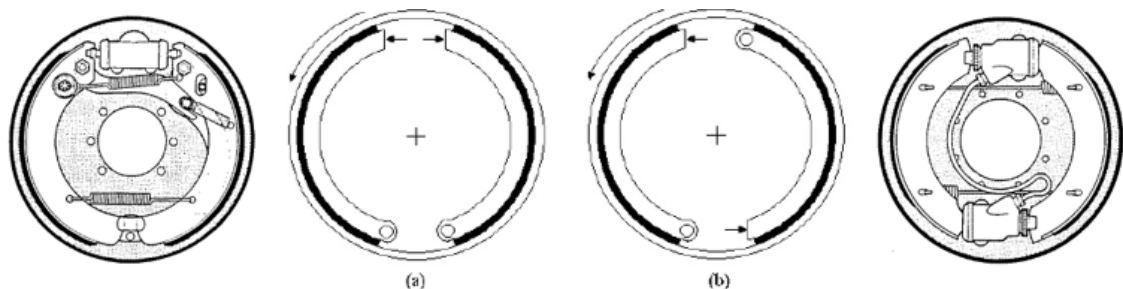
Fonte: CARVALHO, 2014.

São os mais utilizados no mercado. Podem ter atuação hidráulica ou pneumática. As sapatas agem independentemente. É um freio com menor torque por força exercida pelo pedal de freio. Quando o veículo se movimenta à frente, a sapata primária é mais solicitada do que a sapata secundária, com isso é chamada de sapata energizada e para a sapata secundária chama-se de sapata desenergizada (KALTENBACH, 2013).

2.3.1.2) Freios Duplex

Utilizam o próprio cilindro de roda como ponto de apoio para as sapatas. O sistema duplex possui as duas sapatas auto-energizadas no sentido de rotação anti-horária e as duas não auto-energizadas no sentido horário (INFANTINI, 2008). A Figura 4 compara os dois sistemas (KALTENBACH, 2013).

Figura 4 - Freio tambor: (a) Simplex; (b) Duplex.



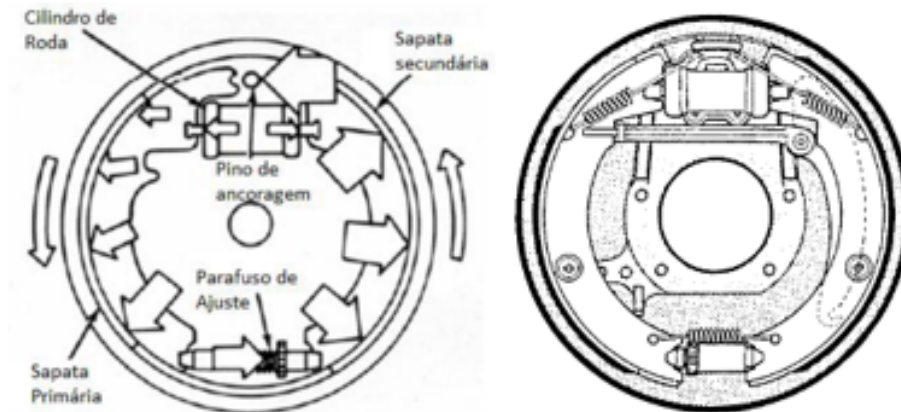
Fonte: LIMPert, 1999; INFANTINI, 2008.

2.3.1.3) Freios Duo-Servo

Utilizados frequentemente em pick-ups médias, pesadas e SUVs. Diferente do Simplex (ver Figura 5), ambas sapatas são auto-energizadas, nos dois sentidos de giro do tambor. Isso se deve ao fato das sapatas não possuírem ancoragem fixa, apenas um pino de ancoragem junto ao cilindro de freio, permitindo liberdade de giro. A força de atrito gerada pela sapata primária é transferida para a sapata secundária. Tudo isso faz do freio duo-servo extremamente sensível a pequenas variações do nível de atrito do material de atrito utilizado nas lonas de freio. Ao contrário do freio Simplex, a sapata secundária é a que sofre desgaste maior de sua lona de freio.

Portanto, para compensar este efeito, os comprimentos de arco das lonas de freio de cada sapata são diferentes, assim como sua posição de montagem (DIULGHEROGLO, 2008).

Figura 5 - Freio Duo-Servo.



Fonte: LIMPert, 1999; DIULGHEROGLO, 2008.

2.3.1.4) Comparação entre os diferentes freios a tambor

Halderman (1996), Limpert (1999) apud Infantini (2008) compararam os diferentes tipos de freio a tambor como mostrado no Quadro 1.

O efeito do fade (etapa realizada para avaliar o efeito de aumento da temperatura sobre o desempenho do sistema de freio) onde são realizadas frenagens repetidas em um curto intervalo de tempo a fim de elevar a temperatura, é mais pronunciado em tambor, por se tratar de uma estrutura fechada e com maior dificuldade de dissipação de calor que os sistemas a disco. O autor salienta que, ao esquentar, o tambor dilata afastando-se das lonas, requerendo um maior curso do pedal para a aplicação de um torque de frenagem equivalente (INFANTINI, 2008).

Quadro 1 - Características dos tipos de freio a tambor.

Características	Simplex	Duplex	Duo-Servo
Auto-energização	A sapata primária é auto-energizada e a secundária é não auto-energizada quando o tambor gira no sentido anti-horário e vice-versa quando o sentido de rotação se inverte.	As duas sapatas são auto-energizadas no sentido de rotação anti-horário do tambor e não energizadas no sentido horário.	As duas sapatas são auto-energizadas qualquer que seja o sentido de rotação do tambor.
Estabilidade do veículo em frenagem	Menos propenso ao bloqueio das rodas que o duo-servo	Menor propensão ao travamento das rodas. Frenagem mais balanceada. É utilizado no eixo traseiro de veículos com elevado carregamento dianteiro.	Maior instabilidade do veículo durante a frenagem. Ocorre grande variação do torque para pequenas variações do coeficiente de atrito do par de fricção (mais suscetível ao <i>fade</i>)
Lonas	As lonas da sapata primária geralmente são mais espessas e tem maior área superficial, pois a sapata primária sofre maior sollicitação por ser a sapata auto-energizada quando o veículo se move para a frente.	A lona da sapata primária é igual a da secundária.	A lona da sapata secundária é mais larga e de material diferente para igualar os desgastes das duas sapatas. Aproximadamente 70% do torque é produzido pela sapata secundária.
Torque	Normal	É máximo quando as duas sapatas são auto-energizadas e mínimo quando as duas são não auto-energizadas.	Apresentam elevado torque, pois as duas sapatas são auto-energizadas e, além disso, as forças de atrito que atuam em uma das sapatas ajudam a empurrar a outra sapata.
Freio de estacionamento	Bom freio de estacionamento. Sempre uma das sapatas é auto-energizada.	Ruim freio de estacionamento pois, se o veículo é parado em subida, as duas sapatas passam a ser não auto-energizadas.	Excelente freio de estacionamento. As duas sapatas são sempre auto-energizadas.

Fonte: Halderman, 1996; Limpert, 1999 apud Infantini, 2008.

2.3.2) Freios a Disco

Sua função é receber a pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre, transformando-a em força mecânica através dos êmbolos, para pressionar as pastilhas de freio contra o disco de freio (KALTENBACH, 2013).

Apesar de projetados para equipar os freios das rodas dianteiras dos veículos, são atualmente amplamente empregados também nos freios das rodas traseiras dos veículos, devido à sua eficiência, praticidade e baixo custo de manutenção (KALTENBACH, 2013).

Devido ao seu projeto, não estão sujeitos a certos tipos de defeitos normalmente associados aos sistemas de freio a tambor, causados por sujeira, lama, água, etc (KALTENBACH, 2013), pois o disco é uma superfície externa girante, o que expulsa as impurezas por meio do efeito centrífugo (CARVALHO, 2014).

Como o freio a disco está mais exposto que o freio a tambor, a sua refrigeração é muito maior, principalmente quando o veículo está em movimento, dissipando o calor rapidamente e dificultando que o material de atrito (pastilhas de freio) venha a perder sua eficiência por excesso de calor, quando o freio for muito solicitado (KALTENBACH, 2013).

Infantini (2008) cita os principais componentes de um freio a disco:

- *Caliper*: trata-se de uma estrutura mecânica que contém as pastilhas e o pistão. Precisa ser capaz de resistir às elevadas pressões nos sistemas hidráulicos e às forças axiais e tangenciais que são geradas durante a frenagem. Geralmente, os *calipers* são fabricados em ferro fundido nodular. Hoje já existem *calipers* fabricados em alumínio (KALTENBACH, 2013);

- Pistão: é o componente que transmite força para a pastilha. É acionado por pressão hidráulica nos sistemas hidráulicos e por um sistema mecânico de alavanca nos sistemas pneumáticos. Nos sistemas hidráulicos é geralmente fabricado em resina fenólica que funciona como isolante térmico e é relativamente leve;

Nota: Kaltenbach (2013) indica que grande parte dos veículos nacionais utiliza pistão metálico ao invés do fenólico – existe uma tendência atual em se migrar para o fenólico; o grande problema, no Brasil, é a cadeia de fornecedores ainda não desenvolvida).

- Pastilhas: é o material de atrito conformado no formato de uma pastilha com forma plana e que é fixado a uma plaqueta metálica cuja finalidade é transmitir, de maneira uniforme, as forças de atuação do pistão. É pressionada contra o disco de freio durante a frenagem. É geralmente fabricada em material compósito;

- Discos: é o componente girante do par de fricção. Pode ser sólido (Figura 6) ou ventilado (Figura 7) para aumentar as trocas térmicas com o ambiente. É geralmente fabricado em ferro fundido cinzento perlítico, menciona Haynes Publishing, 1999. Kaltenbach (2013) indica que podem ainda ser perfurados (Figura 8) ou ranhurados (Figura 9) para freios de alta performance.

Figura 6 - Disco sólido.



Fonte: KALTENBACH,2013.

Figura 7 - Disco ventilado.



Fonte: KALTENBACH,2013.

Figura 8 - Disco ranhurado.



Fonte: KALTENBACH,2013.

Figura 9 - Disco furado.



Fonte: KALTENBACH,2013.

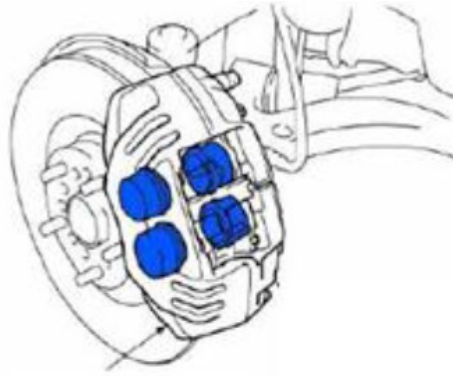
Limpert (1999) classifica os sistemas de freio a disco, quanto ao tipo de *caliper*, em fixo e flutuante.

2.3.2.1) Freio a disco com caliper fixo

Nesse tipo de construção, o *caliper* de freio não possui movimento relativo em relação ao disco de freio. Normalmente esse *caliper* contém 01 ou mais pares de pistões que atuam de forma simultânea em cada lado do disco. Essa característica construtiva permite que todos os pistões recebam a mesma pressão de linha uma vez que a pressão é equalizada entre eles, pois o fluido de freio circula no interior da carcaça do freio. O *caliper* fixo é mais complexo, mais pesado e mais caro que o tipo flutuante, além de absorver e também dissipar mais calor. Por esse motivo não é muito utilizado em linha de montagem, exceto em veículos de alta performance, ou mesmo em caminhões leves. Ele consome menor volume de fluido de freio em virtude de utilizar pistões de menor diâmetro, e propicia maior ganho de pressão, e conseqüentemente, de força aplicada, em função da sua atuação direta sobre o material de atrito em ambos os lados do disco. (DIULGHEROGLO, 2008). As Figuras 10 e 11 ilustram este tipo de construção.

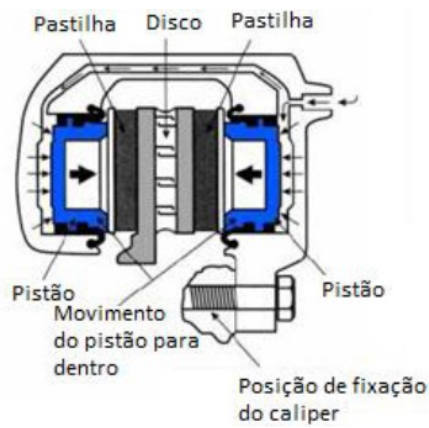
Os principais componentes de um *caliper* são: carcaça interna, carcaça externa, pistão, anel de vedação, guarda pó, anel do guarda pó, pastilha de freio, mola anti – ruído, pino de retenção e parafuso de sangria (KALTENBACH, 2013). A Figura 12 detalha os componentes.

Figura 10 - Caliper fixo.



Fonte: DIULGHEROGLO, 2008).

Figura 11 - Esquema de atuação do freio a disco com caliper fixo.



Fonte: DIULGHEROGLO, 2008.

Figura 12 - Componentes do caliper.



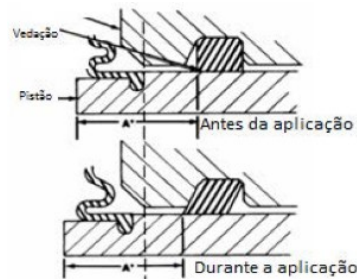
Fonte: DIULGHEROGLO, 2008.

Onde:

(1) Tampa de proteção; (2) Guia; (3) *Caliper (Housing)*; (4) Anel de vedação; (5) Pistão; (6) Guarda-pó; (7) Pino guia; (8) Garfo; (9) Pastilhas de freio; (10) Mola anti-ruído.

Um dos itens de maior importância dentre os citados acima é o anel de vedação (Figura 13). É nele que ocorre a manutenção da folga que ocorre entre as pastilhas e o disco de freio, segundo Shigeru (2012) apud Kaltenbach (2013). O autor cita que quando o freio é acionado, o pistão movimenta-se devido a deformação elástica do anel, encostando a pastilha contra o disco, e quando a frenagem chega ao fim, o retorno do pistão é garantido devido ao chanfro e a ação elástica deste anel de vedação (KALTENBACH, 2013).

Figura 13 - Caliper fixo: ação do anel de vedação (anel de holl back).



Fonte: DIULGHEROGLO, 2008.

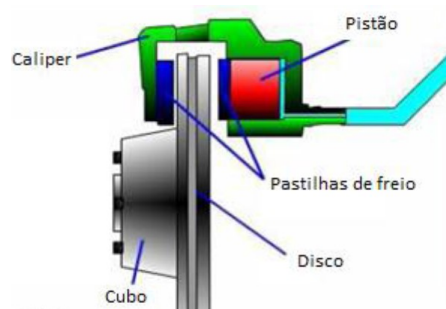
2.3.2.2) Freio a disco com caliper flutuante

Segundo Diulgheroglo (2008), o *caliper* flutuante requer menos peças para a sua montagem e funcionalidade. O autor afirma também que este tipo de *caliper* pode ser equipado por dois pistões, dependendo de sua aplicação. A diferença neste tipo de *caliper*, em relação ao citado anteriormente, é que a localização do pistão é em um dos lados do *caliper* (lado interno da roda). O pistão recebe a pressão hidráulica da linha, dando origem à força de aplicação sobre a pastilha interna. Tocando o disco, a pastilha interna, por reação da ponte, faz com que a pastilha externa também toque o disco (Figura 14).

Esse freio utiliza o recurso de molas de fixação da pastilha interna e mola estabilizadora, que propiciam um funcionamento seguro e silencioso, impedindo assim a geração do efeito “*Rattle*”, que consiste na batida da pastilha de freio no *caliper* quando o veículo trafega em pisos irregulares (DIULGHEROGLO, 2008).

Segundo Diulgheroglo (2008), o projeto desse *caliper* aplica com sucesso o princípio da física que diz “para cada ação, existe uma reação contrária de mesma intensidade, mas de sentido oposto”. O *caliper* flutuante não é uma estrutura rígida, mas desliza para frente e para trás sobre buchas ou pinos, e uma grande vantagem desse princípio é que um mínimo de *runout* do disco de freio será compensado pela flutuação característica da ponte sem criar nenhuma instabilidade. Seu design permite uma sangria do sistema mais fácil, porém requer mais volume de fluido de freio em função do tamanho do pistão, e mais pressão de linha para efetuar o trabalho de reação da ponte.

Figura 14 - Freio a disco com caliper flutuante.



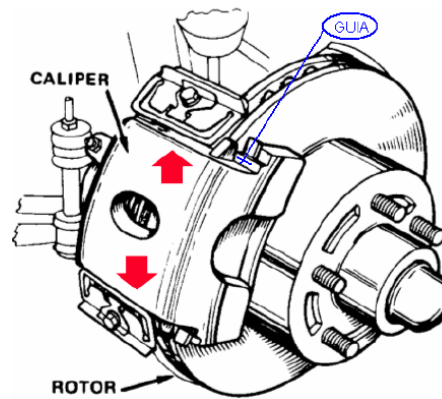
Fonte: How stuff Works, <http://www.howstuffworks.com>, 2000.

Diulgheroglo (2008) descreve ainda o freio a disco com *caliper* deslizante, que, na realidade, é uma variante de projeto do *caliper* flutuante. A principal diferença é que a ponte do *caliper* move-se através de guias, ao invés de pinos (Figura 15).

2.3.2.3) Comparação entre os diferentes freios a disco

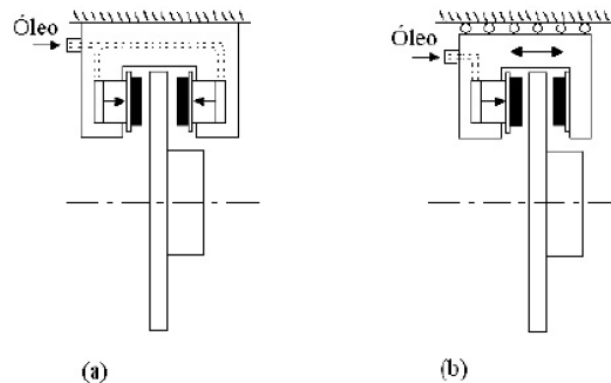
As características dos freios a disco com *caliper* fixo e flutuante (Figura 16) estão detalhadas no Quadro 2, conforme destacam Halderman (1996), Limpert (1999) apud Infantini (2008).

Figura 15 - Freio a disco com caliper deslizante.



Fonte: DIULGHEROGLO, 2008.

Figura 16 - Freio a disco com caliper: (a) fixo; (b) flutuante.



Fonte: INFANTINI, 2008.

2.3.2.4) Freio a disco traseiro integrado

Possuem o freio de serviço independente do freio de estacionamento. *Caliper* do tipo fixo, com 2 pistões. Este freio é chamado de “*Drum in Hat*” (DIULGHEROGLO, 2008).

O disco de freio utilizado possui o cubo em forma de um pequeno tambor onde o freio de estacionamento, que é do tipo duo-servo, é montado ao conjunto. Os freios a disco tipo *Drum in Hat* (ver Figuras 17 e 18) possuem uma característica muito favorável que é permitir uma boa condição de parada em rampa (*grade hold ability*) sem o correspondente aumento de força de acionamento na alavanca de freio, mesmo porque os materiais de atrito que equipam esse tipo de freio possuem, além da

característica principal de atrito dinâmico, um bom atrito estático associado. (DIULGHEROGLO, 2008).

Quadro 2 - Características dos freios a disco com caliper fixo e flutuante.

Características	<i>Caliper</i> fixo	<i>Caliper</i> flutuante
Tamanho	Estrutura mais robusta que permite uma maior absorção e dissipação de calor.	Estrutura menos robusta e, portanto, tem capacidade de absorver e dissipar menores quantidades de calor. O tamanho compacto facilita a montagem na roda.
Peso	Maior.	Menor.
Rigidez	Maior.	Menor.
Distribuição de pressão	Distribuição de pressão mais uniforme nas pastilhas, desgaste mais regular.	Distribuição de pressão menos uniforme nas pastilhas devido às deformações mecânicas do sistema, desgaste mais irregular.
Temperatura de operação do fluido de freio	Maior pois, possui pistões de ambos os lados do <i>caliper</i> .	Menor pois, possui pistão apenas de um lado do <i>caliper</i> .
Pontos de vazamento	Mais pontos de vazamento pois, possui pistão de ambos os lados do <i>caliper</i> .	Menos pontos de vazamento pois, possui pistão apenas de um lado do <i>caliper</i> .
Retorno das pastilhas	Retorno eficiente.	Arrasto das pastilhas sobre o disco devido ao retorno insuficiente do pistão, uma vez que deve fornecer folga para as duas pastilhas.
Ruído	Menos ruído.	Maior grau de liberdade que ocasiona mais ruído.
Custo	Maior.	Menor.

Fonte: Halderman,1996; Limpert, 1999 apud Infantini, 2008.

Figura 17 - Disco de freio traseiro tipo *Drum in Hat*.



Fonte: DIULGHEROGLO, 2008.

Figura 18 - Freio a disco traseiro integrado *Drum in Hat*.



Fonte: (DIULGHEROGLO, 2008).

2.3.2.5) Freio a disco traseiro combinado

O freio a disco combinado foi desenvolvido para atuar sob dois aspectos: como freio de serviço e como freio de estacionamento, e esta é a razão do termo combinado. O mecanismo utilizado no sistema de regulagem da distância (folga) pastilhas x disco é muito mais complexo (tipo parafuso sem-fim, ou *Ball in Ramp*). Esses freios, a princípio, requerem maior força aplicada na alavanca de freio, e, principalmente, uma grande estabilidade do material da pastilha de freio, que não pode apresentar coeficiente de dilatação e crescimento muito altos, caso contrário prejudicam o sistema de regulagem automática de folga pastilha x disco (DIULGHEROGLO, 2008). A Figura 19 indica este modelo de freio a disco.

Figura 19 - Sistema de regulagem do freio a disco combinado.



Fonte: DIULGHEROGLO, 2008.

2.3.2.6) Comparação entre os sistemas de freio a disco e a tambor

O Quadro 3 traz uma comparação entre os sistemas de freio a tambor e a disco, tendo como referência Baker (1987), Halderman (1996) e Limpert (1999) apud Infantini (2008).

Quadro 3 - Comparação entre os sistemas de freio a disco e a tambor.

Características	Disco	Tambor
Capacidade de resfriamento	É uma estrutura aberta portanto, o fluxo de ar facilita o seu resfriamento.	É uma estrutura fechada. O calor precisa atravessar o tambor para ser dissipado para o ambiente.
Capacidade de operar em temperaturas elevadas	Ao esquentar, o disco dilata axialmente, na direção das pastilhas, aumentando a pressão de contato.	Ao esquentar, o tambor dilata radialmente, afastando-se das lonas e reduzindo a pressão de contato.
Raio efetivo de um sistema a disco e outro a tambor equivalente	Menor e, portanto, menor torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada.	Maior e, portanto, maior o torque frenante para uma mesma força de atrito aplicada.
Auto-energização	Não.	Sim.
Estabilidade do veículo em frenagem	Maior, devido a ausência do freio auto-energizante.	Menor, devido a presença do freio auto-energizante.
Sensibilidade do pedal de freio	Maior pois, as forças de atrito não afetam as forças normais nas pastilhas.	Menor pois, as forças de atrito afetam as forças normais nas lonas (efeito auto-energizante).
Ruído	Mais problemas de ruído.	Menos problemas de ruído.
Desempenho em chuva	Melhor desempenho em chuva pois, a água escoar facilmente pelo disco na vertical e a pastilha "raspa" o disco evitando o acúmulo de água.	Caso os orifícios de inspeção e manutenção não sejam devidamente protegidos, pode ocorrer a entrada e o acúmulo de água, prejudicando o desempenho do sistema.
Manutenção	Manutenção mais simples devido a menor quantidade de componentes.	Manutenção mais complexa.
Peso	Menor.	Maior.
Freio de estacionamento	Ruim freio de estacionamento devido a ausência do efeito auto-energizante. Além disso, quando os freios estão a uma temperatura elevada e o veículo parado, sendo em seguida acionado o freio de estacionamento, o disco resfria afastando-se das pastilhas e, portanto, reduzindo a pressão de contato entre o par de fricção. Esse efeito pode liberar o freio de estacionamento podendo causar acidentes.	Bom freio de estacionamento devido a presença do efeito auto-energizante e maior raio médio em relação a um freio a disco equivalente.
Custo	Maior.	Menor.

Fonte: Halderman, 1996; Limpert, 1999; Baker, 1987 apud Infantini, 2008.

2.4) Materiais de atrito

Desde o surgimento da roda e da necessidade de interromper movimentos por ela gerados, apareceram os primeiros e rudimentares freios. Os mais diversos materiais foram utilizados nesses freios para proporcionarem, através do atrito, a geração da força de frenagem necessária para reduzir ou interromper os movimentos. A madeira, o couro, e até feltro foram utilizados como materiais de atrito (DIULGHEROGLO, 2008).

Por volta de 1880 começou a procura por materiais que suportassem maiores temperaturas e, cabelo, crina e algodão eram utilizados embebidos com asfalto ou betumem, mas apesar desses produtos terem apresentado alguma melhora, não atendiam suficientemente bem a demanda, mesmo porque, eram utilizados nos freios de cinta (*Band Brakes*) que eram sistemas abertos, e deixavam os materiais vulneráveis à lama, areia e água, e, por essa razão, esses primeiros materiais de atrito tinham sua ação bastante prejudicada (DIULGHEROGLO, 2008).

Por volta de 1902 Louis Renault idealizou o primeiro freio a tambor (*drum brake*), e foi nos anos que sucederam esse fato que os materiais de atrito tiveram um acentuado progresso na aplicação nos freios (DIULGHEROGLO, 2008).

A partir de 1927 passaram a ser utilizados os freios com sapatas internas e, a partir desta época, verificou-se um acentuado desenvolvimento dos materiais de atrito, junto com a indústria em geral. A necessidade de um atritante que conferisse ao material de atrito boa resistência mecânica e que suportasse altas temperaturas levou ao uso do amianto (KALTENBACH, 2013).

O amianto era uma fibra de fácil aquisição, possuía ótimas características físico-mecânicas e seu preço era acessível para a grande maioria dos fabricantes mundiais. Reinou absoluto por muitos anos como fibra básica de reforço e atrito, até que, em meados da década de 80, a Suécia iniciou um processo de banimento dessa fibra por ocasionar “asbestose” em trabalhadores que tinham contato direto com ela durante o processamento. A partir dessa medida, iniciou-se a procura por fibras alternativas. As primeiras utilizadas foram a fibra cerâmica, a lá de aço, a fibra de vidro

e as fibras acrílicas. Essas, além de apresentarem altíssimo módulo de resistência (bem superior ao do aço), possuíam um baixo peso específico (g/cm^3), e, principalmente, uma ótima resistência térmica, ingredientes importantes quando se trata de materiais de atrito. Porém, apesar de muitas características positivas, essas fibras podem apresentar um alto grau de abrasão no seu par de contato, e, ainda, são muito caras para serem introduzidas em altas porcentagens nas formulações. Para se minimizar os custos de introdução, muitos fabricantes utilizaram-se do recurso do “coquetel de fibras”, ou seja, pesquisaram a inclusão de várias fibras simultaneamente na formulação de modo a poder contar com uma boa porcentagem delas em sua mistura e, ao mesmo tempo, reduzindo os custos (DIULGHEROGLO, 2008)

Atualmente, mundialmente existem apenas materiais de atrito sem amianto na aplicação automotiva (KALTENBACH, 2013).

Os materiais de atrito podem ser produzidos através de vários processos de mistura, e dependendo de como a resina fenólica (que é o aglutinante da mistura) é inserida no processo, o material de atrito recebe o nome característico desse processo (DIULGHEROGLO, 2008).

2.4.1) Características principais dos materiais de atrito

Segundo Kaltenbach (2013), existem algumas características responsáveis pela segurança e o desempenho que as pastilhas e lonas de freio proporcionam. São elas:

- Resistência a perda de nível de atrito: "*Fade*" é o termo usado para designar o efeito da perda de atrito de uma lona ou pastilha de freio, provocada pelo calor gerado durante as frenagens;
- Recuperação: é a importante propriedade das lonas e pastilhas de voltar rapidamente ao nível de atrito original, ao se reduzir a temperatura;
- Sensibilidade à velocidade: as características de atrito de uma lona ou pastilha não devem variar com a velocidade do veículo;

- Estabilidade: a estabilidade é uma das mais importantes características das pastilhas e lonas de qualidade. É importante que ao longo de sua vida, as pastilhas e lonas mantenham o seu poder de frenagem;
- Sensibilidade à água: sensibilidade à água é outra importante propriedade de segurança. Quando os freios são submetidos à água excessiva, uma segura margem de segurança é proporcionada nas lonas de qualidade. As lonas e pastilhas de baixa qualidade proporcionam pouco ou nenhum atrito quando molhadas;
- Mínima sensibilidade à umidade: os efeitos da umidade atmosférica podem ser opostos aos da umidade excessiva. Pequenas quantidades de umidade, como o orvalho por exemplo, podem aumentar substancialmente o coeficiente de atrito nas primeiras aplicações;
- Mínimo desgaste de lonas e pastilhas e mínimo desgaste dos tambores e discos: o uso de lonas e pastilhas de boa qualidade está ligado não só a segurança, como também à economia. O uso deve ser associado ao trabalho executado pelos freios. Uma pastilha ou lona que se desgasta muito rapidamente, pode tornar os freios sensíveis e irregulares. A segurança com os discos e tambores é muitas vezes negligenciada. O tambor é tão importante quanto a lona ao se frear um veículo, o mesmo se aplica quanto às pastilhas e discos. Ambos devem estar isentos de riscos, sulcos e pontos duros. Um tambor de freio ou um disco de freio muito desgastado deforma-se e não pode suportar o calor gerado pela frenagem. Uma lona ou pastilha não deve danificar os tambores ou discos;
- Estabilidade dimensional: toda guarnição aquecida e a seguir resfriada, deve manter inalterada a sua forma e dimensão;
- Resistência mecânica: as guarnições devem possuir resistência mecânica suficientes para suportar os esforços inerentes à aplicação a que se destinam. Entre estes salientamos a pressão e o cisalhamento. A compressão é decorrente da ação contra as superfícies atrito e o cisalhamento tem como resultado das forças tangenciais, em função do movimento de rotação.

2.5) Fundamentos da Dinâmica Veicular

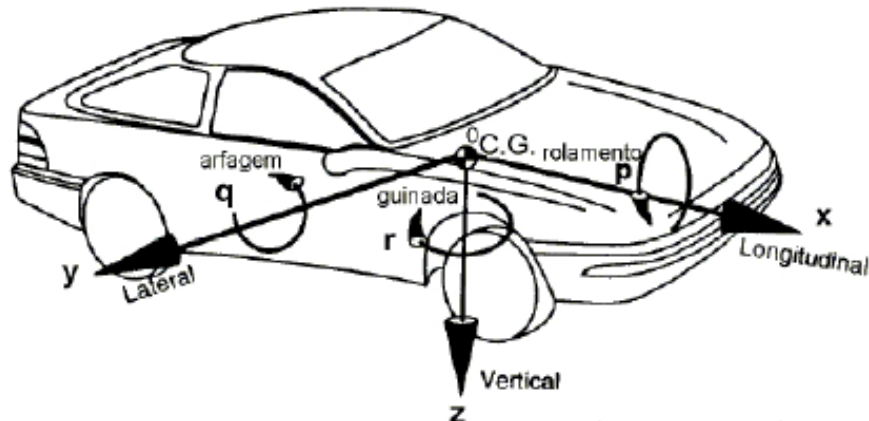
A dinâmica veicular estuda a origem e os efeitos das forças e momentos atuantes no movimento de veículos e de suas partes. Essas forças são transmitidas para o veículo principalmente através da área de contato entre pneu e pavimento. A dinâmica veicular trata também do desempenho, dirigibilidade, segurança 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 (GILLESPIE, 1992), mostrado na Figura 20. O centro de gravidade é um ponto 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.

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 (yaw) e x , rolagem ($roll$);
- Vertical: estuda os movimentos verticais (z) e as rotações em torno de x , rolagem ($roll$) e y , arfagem ($pitch$), 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, frenagem, e a capacidade de vencer rampas.

Figura 20 - Sistema de eixos de coordenadas SAE.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

2.5.1) 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.

2.5.1.1) Força devido a inclinação da pista

A força peso pode contribuir ou prejudicar o desempenho do veículo na frenagem dependendo da inclinação da pista e do sentido do veículo na rampa (ativa ou declive) (GIORIA, 2008; VIVEROS, 2010). A Figura 21 ilustra esta 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 medido como a rotação do eixo y, pode-se escrever a contribuição da força peso no movimento longitudinal do veículo como:

$$R_g = W \cdot \text{sen}(\Theta) \quad (2.1)$$

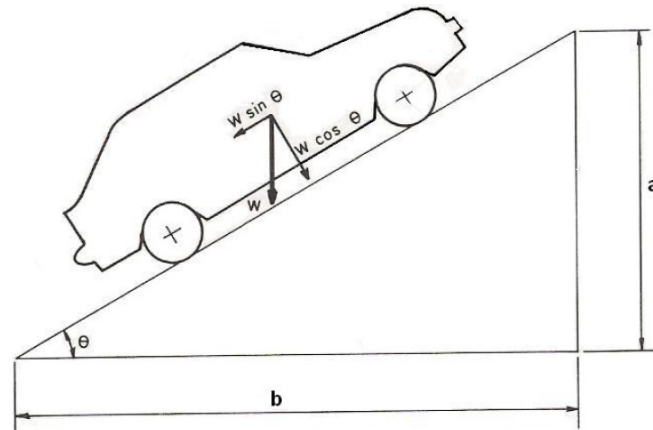
Onde:

R_g – Força de resistência devido a inclinação da pista

W – Peso do veículo

Θ – Ângulo de inclinação da pista

Figura 21 - Força de resistência devido a inclinação da pista.



Fonte: CANALE, 1989.

2.5.1.2) Força de resistência ao rolamento

Definida como a energia perdida nos pneus em forma de calor, produzida nos contatos dos pneus com o pavimento e resultante da transformação da energia cinética do veículo em calor no contato pneu-pavimento. A Figura 22 representa esta força. Esta energia resulta da ação da “força de resistência ao rolamento” dos pneus que é composta por três partes (VIVEROS, 2010):

- Atrito ou escorregamento entre pneus e pavimento;
- Arrasto do ar dentro e fora dos pneus;
- Perdas por histerese dos pneus e do pavimento que sofrem deformações cíclicas.

Considerando o veículo como um todo, a resistência ao rolamento é a soma das resistências de todas as rodas do veículo (VIVEROS, 2010).

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

Onde:

R_r – Força de resistência ao rolamento

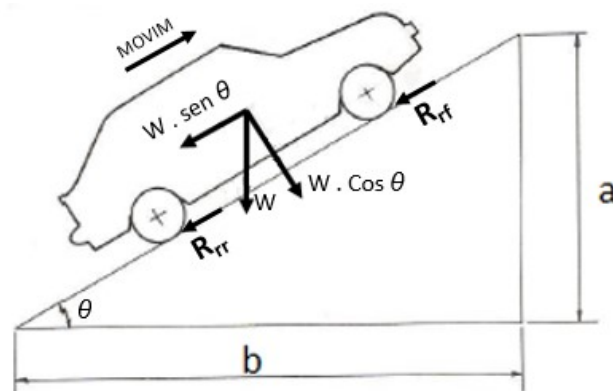
R_{rf} – Força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro

R_{rr} – Força de resistência ao rolamento no eixo traseiro

f_r – Coeficiente de resistência ao rolamento (*)

(*) f_r é o coeficiente de resistência ao rolamento que é um fator adimensional que expressa os efeitos de complicadas e interdependentes propriedades físicas do pneu e do pavimento (VIVEROS, 2010).

Figura 22 - Força de resistência ao rolamento.

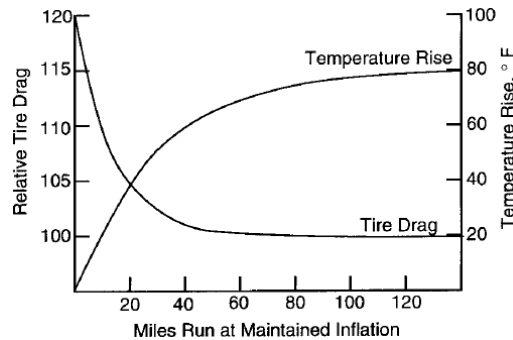


Fonte: CANALE, 1989.

2.5.1.2.1) Fatores que influenciam na resistência ao rolamento

Segundo Gillespie (1992), a temperatura (Figura 23) 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 a diminuição da deformação e, conseqüentemente, diminuição da resistência ao rolamento inicial (GIORIA, 2008).

Figura 23 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a temperatura.

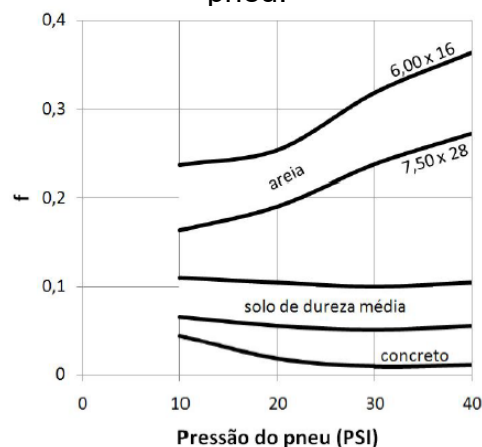


Fonte: GILLESPIE, 1992.

A pressão de insuflagem dos pneus determina a sua elasticidade 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 (Figura 24). Já pressões de insuflagem menores, ao mesmo tempo que diminuem a penetração, aumentam a flexão do pneu (GIORIA, 2008).

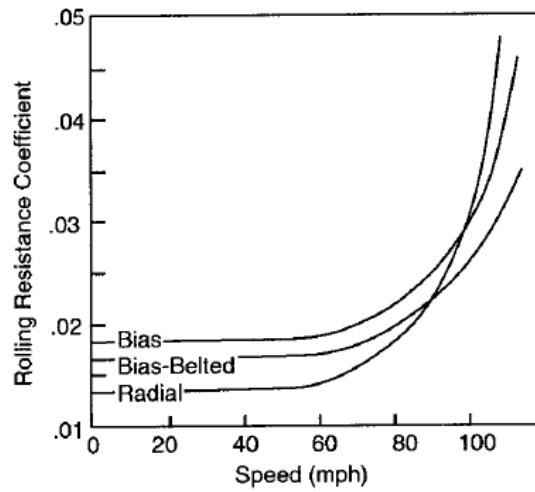
Gioria (2008) comenta que o coeficiente de resistência ao rolamento é diretamente proporcional a velocidade do veículo por causa do aumento do trabalho de flexão e da vibração do corpo do pneu (Figura 25). Salaria também que rodas transferindo forças de tração ou frenagem produzem resistência ao rolamento maiores devido ao escorregamento parcial do pneu e ao atrito dinâmico resultante. Forças laterais produzem o mesmo efeito.

Figura 24 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a pressão do pneu.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

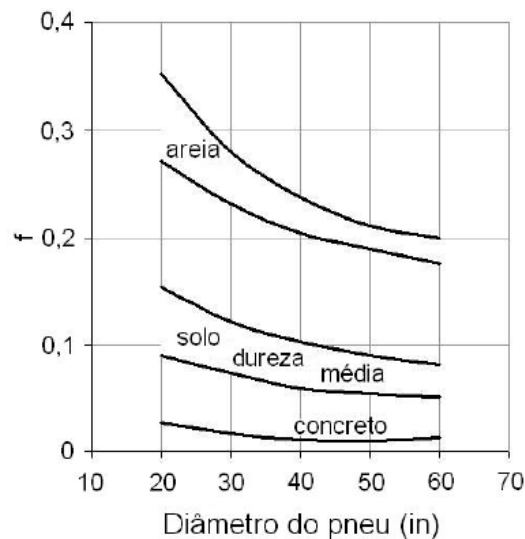
Figura 25 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com a velocidade.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

Ainda segundo Gioria (2008), existem também outros fatores relacionados ao material e projeto do pneu que influenciam na variação do coeficiente de resistência ao rolamento. A Figura 26 mostra esta variação com o diâmetro do pneu.

Figura 26 - Variação do coeficiente de resistência ao rolamento com o diâmetro do pneu.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

2.5.1.2.2) Determinação do coeficiente de resistência ao rolamento

Canale (1989) comenta que os fatores múltiplos e inter-relacionados que afetam " f_r " são muitos, e é quase impossível se obter uma fórmula matemática que

leve todos em consideração. Valores relativamente acurados de “ f_r ” para pistas de concreto, em função da pressão dos pneus e velocidade do veículo, podem ser calculados pela expressão abaixo, desenvolvida pelo *Institute of Technology in Stuttgart*.

$$f_r = f_0 + 3,24 * f_s * (V/100)^{2,5} \quad (2.3)$$

Onde:

f_r – Coeficiente de resistência ao rolamento

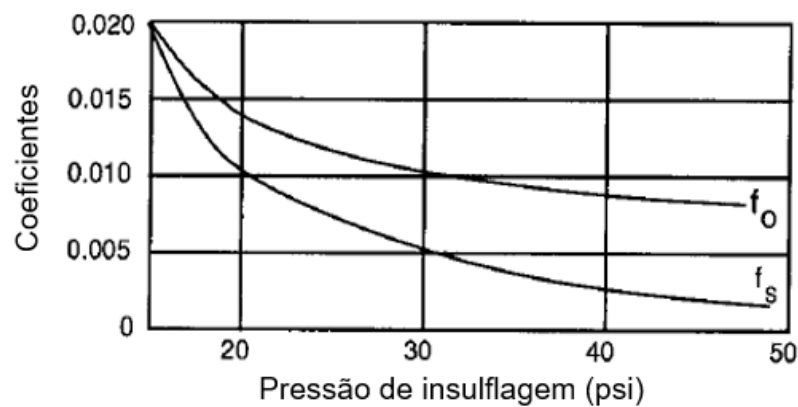
f_0 – Coeficiente básico

f_s – Coeficiente que determina o efeito da pressão interna

V – Velocidade

Os coeficientes “ f_0 ” e “ f_s ” são retirados do gráfico da Figura 27 (GIORIA, 2008).

Figura 27 - Coeficientes f_0 e f_s .



Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992.

Canale (1989) indica que, para cálculos grosseiros de desempenho, pode-se tomar os valores da Tabela 1 abaixo.

Tabela 1 - Coeficientes de resistência ao rolamento (fr).

Coeficientes de resistência ao rolamento			
Veículo	Concreto	Dureza média	Areia
Carros passageiros	0,015	0,100	0,300
Caminhões pesados	0,012	0,080	0,250
Tratores	0,020	0,040	0,200

Fonte: CANALE, 1989

2.5.1.3) Força de resistência aerodinâmica

Canale (1989) comenta que a força de resistência do ar nos veículos é originada basicamente de três componentes:

- Atrito do ar com as laterais do veículo;
- Fluxo de ar através do automóvel para refrigeração ou ventilação;
- Resistência de forma, que é a componente da resistência dependente da forma aerodinâmica do corpo.

Estes três fatores devem ser considerados no coeficiente de resistência ao ar, C_a , o qual tem um valor particular para cada veículo.

A força de resistência aerodinâmica de um veículo movendo-se através do ar é dada por:

$$R_a = 0,5 * C_a * \rho * A * V_a^2 \quad (2.4)$$

Onde:

R_a – Resistência aerodinâmica

C_a – Coeficiente de arrasto aerodinâmico

ρ – Densidade do ar

A – Área frontal projetada do veículo

V_a – Velocidade relativa entre o veículo e o ar

Eger (2007) apresenta a Tabela 2 que relaciona a contribuição das fontes para o arrasto aerodinâmico.

Tabela 2 - Contribuição das fontes de resistência aerodinâmica.

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

Fonte: EGER, 2007.

Canale (1989) apresenta a Tabela 3 com os valores de coeficiente de arrasto aerodinâmico, por tipo de veículo, normalmente encontrados.

Tabela 3 - Coeficiente de arrasto aerodinâmico por tipo de veículo.

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

Fonte: CANALE, 1989.

2.5.1.4) Força 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 a inércia das partes rotativas (R_i). Para facilitar o estudo do desempenho do veículo, as inércias rotativas são transformadas em uma inércia fictícia aplicada no CG do veículo (CANALE, 1989).

$$R_i = a * m * \gamma_b \quad (2.5)$$

$$\gamma_b = 1 + \frac{1}{m} \cdot \frac{\sum_{i=1}^n I_i \cdot \xi_i^2}{r^2} a \quad (2.6)$$

Onde:

R_i – Força de inércia de translação

a – aceleração do veículo

m – massa do veículo

I – Momento de inércia

r – Raio dinâmico dos pneus

n – número de elementos em rotação do sistema de transmissão e rodas

γ_b – Coeficiente de inércia das partes rotativas

ξ – Relação de transmissão

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).

2.5.1.5) Força de resistência do sistema de transmissão

A resistência da transmissão (atritos internos) 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 dada como uma eficiência “ η_t ” do sistema que pode ser medida experimentalmente. Este fator deve ser considerado em simulações de frenagens de emergência quando se considera o efeito de retardo do motor com o veículo engrenado em uma de suas marchas.

2.6) Pneu

Nos veículos rodoviários o controle primário e as forças de distúrbios aplicadas nos veículos, com exceção das forças aerodinâmicas, são geradas na área de contato entre o pneu e o pavimento (GIORIA, 2008). Ao analisar este mecanismo de contato,

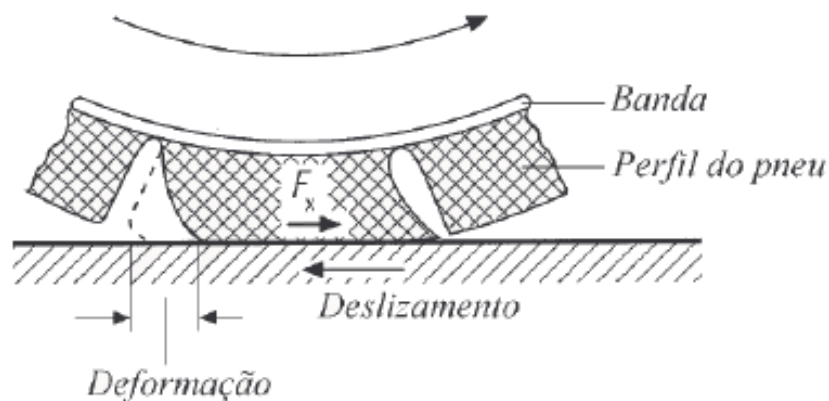
é comum relacionar as forças que agem nesta interface, tais como tração e frenagem, diretamente com a força de atrito (VIVEROS, 2010). GILLESPIE (1992) comenta que os pneus tem, essencialmente, três funções básicas:

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

Cada elemento da banda de rodagem do pneu que passa pela área de contato com o pavimento exerce uma tensão de cisalhamento, a qual, se integrada na área de contato, é igual as forças de tração e/ou frenagem desenvolvidas pelo pneu (VIVEROS, 2010).

Segundo Gillespie (1992), o acoplamento entre o pneu e o pavimento baseia-se na ação de dois componentes primários: a 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 decorrem 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 28 ilustra a deformação da borracha durante a interação pneu-pavimento.

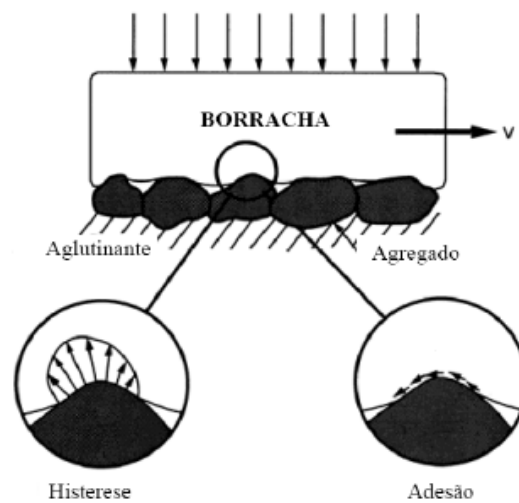
Figura 28 - Deformação da borracha e origem do escorregamento.



Fonte: GARDINALLI, 2005.

Segundo Viveros (2010), quando se estuda o acoplamento entre pneu e pavimento é conveniente substituir o termo “coeficiente de atrito” por “coeficiente de adesão” ou simplesmente “aderência (μ)”. Segundo Gillespie (1992), a histerese é pouco influenciada pela presença de líquidos ou agentes que reduzem a aderência superficial como, por exemplo, a água da chuva ou o óleo. Já a aderência é substancialmente dependente da abrasão entre o contato do pneu com o pavimento, daí a redução da aderência em estradas molhadas (Figura 29).

Figura 29 - Mecanismo de contato pneu-pavimento.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

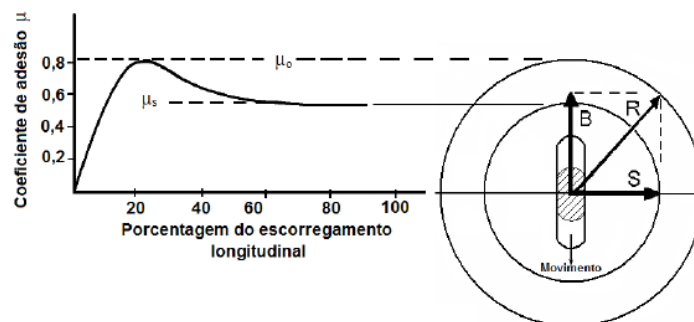
Durante o rolamento do pneu sobre o pavimento, tanto a aderência quanto a histerese do pneu estão correlacionadas, e um escorregamento parcial é observado como resultado da deformação dos elementos da borracha da banda de rodagem do pneu, desenvolvendo e sustentando a força de frenagem (VIVEROS, 2010).

A Figura 30 mostra uma representação de um pneu transferindo uma força de frenagem “B”, na direção de rolagem, e uma força lateral “S”, perpendicular à direção de rolagem. Estas condições podem existir em um carro sendo desacelerado em uma curva. Os limites das forças de frenagem são proporcionais aos valores de μ disponíveis. As forças “B” e “S” formam um vetor resultante “R”. Enquanto “R” permanecer dentro do círculo μ_0 , ocorrerá rolamento. Caso “B”, “S” ou “R” saiam do círculo de μ_0 , a aderência cairá rapidamente para μ_s e a roda com o pneu escorregará

totalmente sobre o pavimento. A força lateral “S”, a qual então não poderá ser mais mantida, desaparecerá completamente (VIVEROS, 2010).

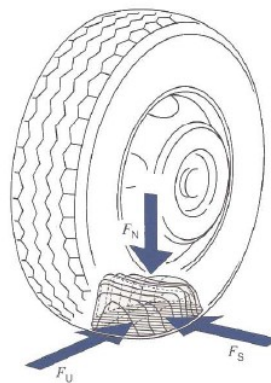
Se o veículo descreve uma trajetória curvilínea, com ou sem frenagem, outro importante componente vem se juntar ao sistema dinâmico de forças que age sobre o veículo: a força lateral “ F_s ” que é responsável pela descrição de trajetórias curvas, relacionada também com a força centrípeta. “ F_N ” é o peso dinâmico, que difere para os eixos dianteiro e traseiro do veículo, as forças de frenagem “ F_U ” e a força lateral “ F_s ”. Estas forças são respostas do pavimento à ação dos freios e do mecanismo de esterçamento das rodas do veículo, mostradas na Figura 31. A força de frenagem surge em resposta ao torque que foi imposto pelo equipamento de freio da roda, e a força lateral à força centrípeta. Entretanto, estas forças apresentam um limite máximo de resposta, o qual é dado pela aderência máxima das condições de pneu e pavimento (VIVEROS, 2010).

Figura 30 - Coeficiente de aderência em função do escorregamento.



Fonte: VIVEROS, 2010.

Figura 31 - Forças atuantes no pneu em curva.



Fonte: VIVEROS, 2010.

Gardinalli (2005) apresenta a Tabela 4 que mostra a variação da aderência em diferentes condições do pavimento, indicando que esta também sofre a influência do veículo. Nota-se que a aderência tende a diminuir à medida que a velocidade aumenta.

Tabela 4 - Valores típicos de aderência longitudinal.

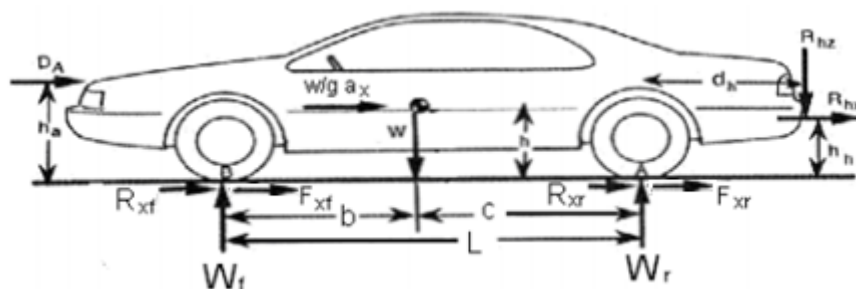
Velocidade (km/h)	Estado dos pneus	Asfalto seco	Asfalto molhado (0,2 mm)	Asfalto sob chuva intensa (filme 1 mm)	Lâmina d'água (2 mm)	Gelo
		μ	μ	μ	μ	μ
50	Novo	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1
	Desgastado	1	0,5	0,4	0,25	< 0,1
90	Novo	0,8	0,6	0,3	0,05	< 0,1
	Desgastado	0,95	0,2	0,1	0	< 0,1
130	Novo	0,75	0,55	0,2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

Fonte: GARDINALLI, 2005.

2.7) 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 32, conforme equação 2.7 (GILLESPIE, 1992).

Figura 32 - Diagrama de corpo livre de um veículo sob frenagem.



Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992.

$$Ma_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A$$

$$-\frac{W}{g}D_x = -F_{xf} - F_{xr} - D_A \quad (2.7)$$

Onde:

W – Peso do veículo

G – Aceleração da gravidade

a_x – Desaceleração linear

F_{xf} – Força de frenagem no eixo dianteiro

F_{xr} – Força de frenagem no eixo traseiro

D_A – Arrasto aerodinâmico

A partir da equação 2.7 é possível deduzir as forças que atuam no veículo durante a desaceleração sob força constante como mostrado na equação 2.8 (GILLESPIE, 1992).

$$-\frac{W}{g}D_x = \underbrace{-F_{xf} - F_{xr} - D_A}_{D_x}$$

$$D_x = \frac{F_{xt}}{M}$$

$$D_x = -\frac{dV}{dt} \quad (2.8)$$

Onde:

F_{xt} – Força total para a desaceleração do veículo na direção longitudinal

V – Velocidade do veículo

Integrando a equação 2.8 e considerando F_{xt} constante para certa desaceleração desde a velocidade inicial V₀ até uma velocidade final V_f num tempo t, resulta na equação 2.9 (GILLESPIE, 1992).

$$-\frac{dV}{dt} = \frac{F_{xt}}{M}$$

$$\int_{V_0}^{V_f} dV = -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^t dt$$

$$V_0 - V_f = \frac{F_{xt}}{M} t \quad (2.9)$$

Admitindo que $V = \frac{dx}{dt} \rightarrow dt = \frac{dx}{V} \rightarrow \frac{1}{dt} = \frac{V}{dx}$, obtém-se a equação 2.10.

$$-\frac{dV}{dt} = \frac{F_{xt}}{M}$$

$$-VdV = \frac{F_{xt}}{M} dx$$

$$\int_{V_0}^{V_f} VdV = \frac{F_{xt}}{M} \int dx$$

$$\frac{V_0^2 - V_f^2}{2} = \frac{F_{xt}}{M} X \quad (2.10)$$

Onde:

X – 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 (GILLESPIE, 1992).

$$SD = \frac{V_0^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_0^2}{2D_x} \quad (2.11)$$

$$t_s = \frac{V_0}{\frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_0}{D_x} \quad (2.12)$$

Onde:

SD – Distância de parada

t_s – Tempo de parada

A partir das equações 2.11 e 2.12 nota-se que o tempo de parada é proporcional a velocidade enquanto que a distância de parada é proporcional a velocidade ao quadrado, ou seja, dobrando-se a velocidade, dobra-se o tempo de parada mas, quadruplica-se a distância de parada (GILLESPIE, 1992).

2.7.1) Força de frenagem

As forças que produzem a desaceleração do veículo podem ter várias fontes, 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 2.13 (GILLESPIE, 1992).

$$R_{xf} + R_{xr} = f_r(W_f + W_r) = f_r W \quad (2.13)$$

Onde:

R_{xf} – Força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro

R_{xr} – Força de resistência ao rolamento no eixo traseiro

2.7.2) 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 32, e considerando a desaceleração a_x igual a $-D_x$, as cargas nos eixos serão dadas pelas expressões (GILLESPIE, 1992):

$$W_f = \frac{c}{L}W + \frac{hW}{Lg}D_x = W_{fs} + W_d \quad (2.14)$$

$$W_r = \frac{b}{L}W - \frac{hW}{Lg}D_x = W_{rs} - W_d \quad (2.15)$$

Onde:

W_{fs} – Carga estática no eixo dianteiro

W_f – Carga dinâmica no eixo dianteiro

W_{rs} – Carga estática no eixo traseiro

W_r – Carga dinâmica no eixo traseiro

W_d – Transferência de carga dinâmica

Assim, as forças de frenagem máximas para cada eixo resultam nas expressões:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{hW}{Lg} D_x \right) \quad (2.16)$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = \mu_p \left(W_{rs} - \frac{hW}{Lg} D_x \right) \quad (2.17)$$

Onde:

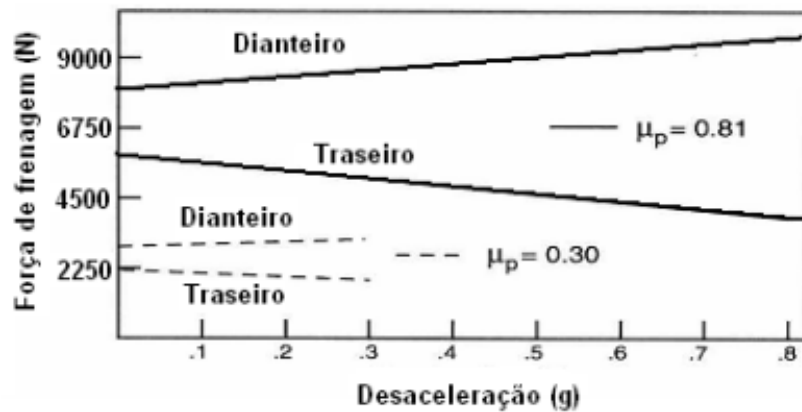
F_{xmf} – Força frenagem máxima no eixo dianteiro

F_{xmr} – Força frenagem máxima no eixo traseiro

μ_p – 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 33. Forças de frenagem em um eixo acima desses valores de contorno resultam no travamento do eixo (GILLESPIE, 1992).

Figura 33 - Forças de frenagem máximas para cada eixo em função da desaceleração e da aderência.

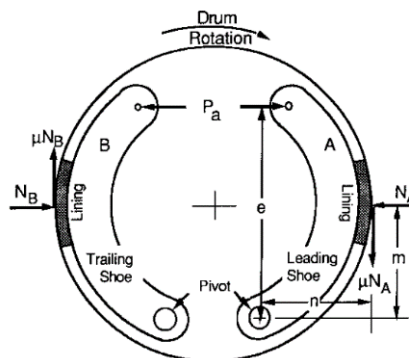


Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992.

2.8) Fator de freio

Fator de freio é uma vantagem mecânica que pode ser utilizada em freios a tambor para reduzir o esforço de acionamento. O mecanismo de um freio tambor é mostrado na Figura 34. O freio consiste em duas sapatas pivotadas na parte inferior. A força de atuação (P_a) empurra o material de atrito contra o tambor gerando a força de atrito, cuja magnitude é a carga normal multiplicada pelo coeficiente de atrito (μ) do material de atrito contra o tambor (GILLESPIE, 1992).

Figura 34 - Forças atuantes nas sapatas do freio a tambor.



Fonte: GILLESPIE, 1992.

As forças de atrito em cada uma das sapatas seguem as equações abaixo:

$$F_A = \mu N_A \quad (2.18)$$

$$F_B = \mu N_B \quad (2.19)$$

Onde:

F_A – Força de atrito na sapata primária

F_B – Força de atrito na sapata secundária

N_A – Carga normal entre a sapata primária e o tambor

N_B – Carga normal entre a sapata secundária e o tambor

Trabalhando as equações 2.18 e 2.19 chega-se às equações abaixo:

$$\frac{F_A}{P_a} = \frac{\mu e}{(m - \mu n)} \quad (2.20)$$

$$\frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu e}{(m + \mu n)} \quad (2.21)$$

Onde:

m – Distância perpendicular do ponto de aplicação de força no material de atrito a fixação da sapata

n – Distância perpendicular a força normal a fixação da sapata

A sapata “A” é a primária e o momento produzido pela força de atrito nas sapatas atua em rotação contrária a do tambor e aumenta a força de atrito desenvolvida. Esta “auto ajuda” produz uma vantagem mecânica chamada de Fator de Freio. A sapata “B” é a secundária cuja força de atrito atua na redução da força de atuação. O fator de freio é muito menor e altas forças de atuação são necessárias para atender ao torque desejado (GILLESPIE, 1992).

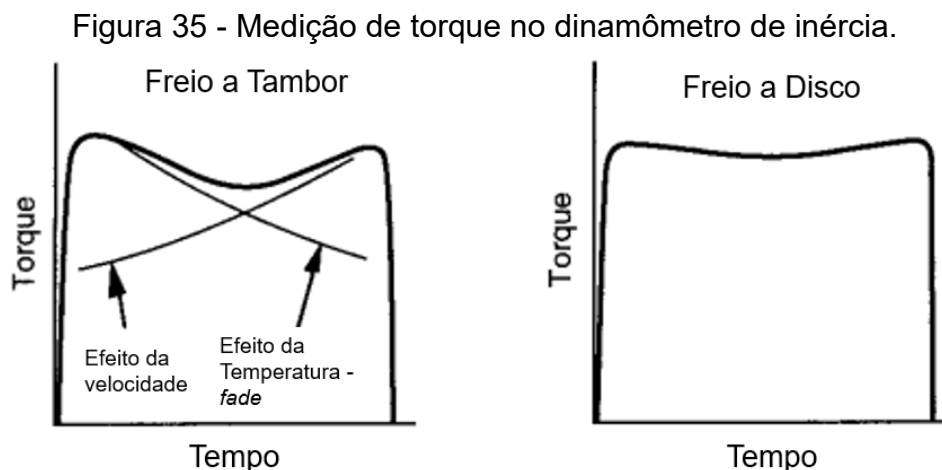
Usando-se duas sapatas primárias, duas secundárias ou uma de cada, diferentes fatores de freio são obtidos. O freio do tipo Duo Servo possui duas sapatas primárias montadas juntas para obter um alto fator de freio. A consequência de se utilizar um alto fator de freio é a sensibilidade do coeficiente de atrito do material de

atrito e também a possibilidade de aparecimento de ruído. Como o freio a disco não possui o efeito da auto atuação, geralmente possui melhor consistência no torque gerado (GILLESPIE, 1992).

A diferença entre os freios pode ser vista conforme as características de torque durante uma frenagem. O torque pode ser medido em laboratório utilizando um dinamômetro, que é simplesmente uma massa rotacional fixada ao tambor com equipamentos para se medir o torque obtido. O freio é aplicado com uma força constante para parar a massa rotacional que possui um peso equivalente ao sistema onde este será aplicado (GILLESPIE, 1992).

Em freios a tambor, no meio da frenagem, o torque geralmente apresenta uma queda. Esta condição é atribuída ao efeito da combinação entre a condição de *fade* e efeitos da velocidade (torque aumenta enquanto a velocidade diminui). Freios a disco normalmente apresentam menor variação de torque durante uma frenagem. O excesso destes efeitos dificulta o correto balanceamento de freio, entre os eixos dianteiro e traseiro, durante a frenagem, gerando perdas na desaceleração e consequente maior distância de parada (GILLESPIE, 1992).

O torque gerado pode ser entendido conforme a Figura 35, mas é difícil prever com precisão todas as condições de operação. O torque normalmente aumenta, quase de maneira linear, com a atuação do esforço P_a , até os níveis em que este é afetado pela variação da velocidade e da energia absorvida (GILLESPIE, 1992).



Fonte: Adaptado de GILLESPIE, 1992.

2.9) Normas homologativas: Contran 519/2015

A primeira resolução emitida pelo Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) mencionando uma regulamentação envolvendo sistema de freio foi a resolução 461 de 1972, que estabeleceu, ainda que de forma vaga, que para os automóveis equipados com câmbio automático com mais de uma velocidade a frente produzidos no país deveria gerar uma potência de frenagem superior à potência proporcionada pela velocidade direta, com o veículo em uma velocidade abaixo de 40 km/h. Também estabeleceu requisitos para mangueiras flexíveis para freios hidráulicos através da norma ABNT-PEB-1969, pela Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT. O próprio texto sobre o requisito de potência de frenagem citado nesta resolução era de difícil interpretação, mas foi o primeiro requisito referente a qualquer meta de desempenho (SILVA, 2017).

Segundo Silva (2017), no próximo ano, alguns requisitos de desempenho para freios de serviço hidráulico, freios de emergência e freios de estacionamento foram estabelecidos pela resolução CONTRAN 463/73, e esta é considerada a resolução que efetivamente iniciou a regulação dos sistemas de freio no Brasil, ainda para carros de passageiros apenas. Os sistemas de freios foram definidos de acordo com a regulamentação do país de origem do fabricante, como FMVSS (*Federal Motor Vehicle Safety Standard*) para os fabricantes Americanos e ECE R13 (*Economic Commission for Europe - Regulation 13*) para os Europeus.

A resolução 463/73 ficou em vigor até 1994 para o sistema de freios, quando foi revogada e substituída pela resolução 777/93. A implementação desta resolução foi um marco importante para a regulação dos freios no Brasil, pois estipulou os requisitos mínimos de desempenho e segurança por meio das normas da ABNT, que foram elaboradas com base na ECE R13 europeia dos anos 80, e para marcar o início da regulação para veículos comerciais com sistemas de freio pneumático, obrigando a separação dos circuitos de freios, pressões mínimas de segurança, distância de parada, capacidade de imobilização e desaceleração do freio de estacionamento, tempo de resposta e consumo de energia. Ambas as resoluções 463/73 e 777/93 vigoraram por mais de 20 anos até serem revogadas (SILVA, 2017).

A introdução do ABS ocorreu através da resolução 312/09. Estabeleceu a obrigatoriedade do ABS para veículos novos como item padrão em veículos originados de novos projetos, nacionais ou importados, a serem implantados gradualmente a partir de 2010 para carros de passeio e 2013 para veículos com PBT acima de 12 toneladas (caminhões, ônibus e carretas). Posteriormente, esta resolução foi revogada e substituída pela resolução 380/11, que, por sua vez, teve seu texto modificado pela resolução 395/11. Este último estava em vigor para a adoção do ABS, que chegaria a 100% até 2014 (SILVA, 2017).

Os critérios para os requisitos mínimos de desempenho adotados para ABS foram os das NBRs 14353 e 14354 (Normas Regulamentadoras Brasileiras pela ABNT). O primeiro estabelece os critérios de desempenho do ABS, e o segundo, os critérios de compatibilidade dos veículos combinados. Estas normas foram baseadas na edição de 2003 da norma europeia ECE-R13. Na Europa, o ABS é obrigatório desde a década de 1990, ou seja, o Brasil está mais de 10 anos atrasado (SILVA, 2017).

Os novos requisitos e resoluções contemplando o ABS tornaram-se válidos juntamente com os requisitos estabelecidos anteriormente pelo Contran 777/93, que citou as NBRs 10966, 10967, 10968, 10969 e 10970, que já haviam estabelecido critérios e procedimentos para ensaios de frenagem e desempenho, tempo de resposta. (freio pneumático), consumo de energia e condições específicas para freios de mola (câmaras de freio combinadas). Ainda em 2013, a NBR 10966 foi editada incorporando em suas partes de 1 a 7 todas as outras NBRs mencionadas acima (SILVA, 2017).

Finalmente, em 2015 foi emitida a resolução 519/15, que unificou todas as resoluções anteriores e estabelece os requisitos gerais de desempenho de frenagem para todos os tipos de veículos automotores no Brasil, de acordo com os critérios da NBR 10966 (SILVA, 2017). Abaixo detalhamos cada uma delas:

ABNT NBR 10966: Veículos rodoviários automotores – Sistema de freio.

-Parte 1: Disposições uniformes relativas à aprovação quanto à frenagem para veículos das categorias M, N e O;

Esta norma aplica-se à frenagem de veículos automotores individualmente e de reboques individualmente das categorias M, N e O, conforme definidos nas ABNT NBR 13776 e ABNT NBR 6067.

-Parte 2: Ensaio de frenagem e desempenho para veículos das categorias M, N e O;

Esta norma prescreve o método de ensaio de desempenho de freios de serviço, de emergência e de estacionamento para veículos rodoviários automotores, rebocados e combinados, definidos nas ABNT NBR 6067 e ABNT NBR 13776. A designação “rebocados” inclui semirreboques, salvo se especificado em contrário.

-Parte 3: Procedimentos de medição de tempo de resposta em veículos equipados com sistemas de freio pneumático das categorias M, N e O;

Esta norma prescreve o método de medição de tempo de resposta no desempenho do sistema de freio de serviço, emergência e estacionamento, para veículos rodoviários automotores, rebocados e combinados, definidos nas ABNT NBR 6067 e ABNT NBR 13776. A designação “rebocados” inclui semirreboques, salvo se especificado em contrário.

-Parte 4: Disposições relativas às fontes de energia e dispositivos de armazenamento de energia (reservatórios de energia) para veículos das categorias M, N e O;

Esta norma prescreve os requisitos relativos às fontes e aos reservatórios de energia do sistema de freio a ar comprimido e hidráulicos com energia armazenada. Esta norma aplica-se aos veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados, definidos nas ABNT NBR 6067 e ABNT NBR 13776.

-Parte 5: Prescrições relativas às condições específicas para sistemas de freio de mola acumuladora (*Spring brake*) para veículos das categorias M, N e O;

Esta norma aplica-se aos sistemas de freio de mola e sistemas de freio de estacionamento equipados com um dispositivo mecânico de travamento do cilindro de freio. Esta norma aplica-se aos veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados, definidos nas ABNT NBR 6067 e ABNT NBR 13776.

-Parte 6: Requisitos de ensaio para veículos das categorias M, N e O equipados com sistema antitravamento;

Esta norma define o desempenho de frenagem requerido para veículos rodoviários de categorias M, N e O, equipados com sistemas antitravamento. Além disso, para os veículos rodoviários automotores que são autorizados a tracionar rebocados, e os rebocados equipados com sistemas de freio a ar comprimido, exige-se que, quando os veículos estiverem carregados com a massa máxima especificada pelo fabricante do veículo, atendam aos requisitos de compatibilidade definidos na ABNT NBR 10966-7. Os sistemas antitravamento atualmente conhecidos incluem sensor (es), controlador (es) e modulador (es). Qualquer dispositivo de um projeto diferente que possa ser introduzido no futuro, ou no qual uma função de frenagem de antitravamento esteja integrada em outro sistema, tem que ser considerado um sistema antitravamento dentro do escopo desta norma e da ABNT NBR 10966-7, se tiver desempenho igual ao prescrito por esta norma. Esta norma aplica-se aos veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados, definidos na ABNT NBR 6067 e ABNT NBR 13776.

-Parte 7: Distribuição de frenagem entre os eixos e requisitos de compatibilidade entre os veículos tratores e rebocados das categorias M, N e O;

Esta norma especifica a distribuição de frenagem entre os eixos veiculares categorias M, N e O e os requisitos para compatibilidade entre os veículos de tração e os rebocados. Esta norma aplica-se aos veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados, definidos na ABNT NBR 6067 e ABNT NBR 13776.

No Quadro 4 é mostrada a evolução dos requisitos homologativos, para o sistema de freios, no Brasil.

2.10) Ensaio físicos – sistema de freio

Os ensaios para validar e homologar o sistema de freios de um veículo podem ser divididos em:

- Avaliações funcionais;
- Ensaio de durabilidade
- Ensaio de validação / homologação.

Quadro 4 - Evolução dos requisitos homologativos para o sistema de freios no Brasil.

Período	Resolução	Normas ABNT	Referência
Até 1994	Contran 463/73 (somente veículos de passeio)	---	---
De 1994 até 2009	Contran 777/93	NBR's 10966, 10967, 10968, 10969 e 10970	ECE R13 de 1988 anexos 1, 4, 6, 7, 8 e 9
De 2010 até 2012	Contran 777/93 (Contran 312/09 - somente veículos de passeio)	NBR's 10966, 10967, 10968, 10969 e 10970	ECE R13 de 1988 anexos 1, 4, 6, 7, 8 e 9
De 2013 até meio de 2015	Contran 777/93 Contran 380/11 (todos os veículos)	NBR's 10966, 10967, 10968, 10969, 10970, 14353 e 14354	ECE R13 de 2013 anexos 1, 4, 6, 7, 8, 9, 10 e 13
De 2015 até 2019	Contran 519/15	NBR's 10966 anexos de 1 a 7	ECE R13 de 2013 anexos 1, 4, 6, 7, 8, 9, 10 e 13
Até 2020 (*)	-Contran 519/15: freio base e ABS. -Contran 567/15: ESC para veículos até 3,5 ton;	NBR's 10966 anexos de 1 a 7 (somente Contran 519/2015)	ECE R13 de 2013 anexos 1, 4, 6, 7, 8, 9, 10 e 13; ECE R13-H ou FMVSS 126 para ESC
Até 2022 (*)	-Contran 519/15: freio base e ABS; -Contran 567/15: ESC para veículos até 3,5 ton; -Contran 641/16: ESC para veículos acima de 3,5 ton.	NBR's 10966 anexos de 1 a 7 (somente Contran 519/2015)	ECE R13 de 2013 anexos 1, 4, 6, 7, 8, 9, 10 e 13; ECE R13-H ou FMVSS 126 e 136 para ESC

(*) Cenário atual (2019)

Fonte: SILVA e GUTIERREZ, 2017.

As avaliações funcionais referem-se aos ensaios executados nos componentes de maneira individual, ou seja, para aprovar o seu desempenho baseado nas especificações técnicas de projeto. Estas são conduzidas em bancadas, realizadas pelo fornecedor, e algumas avaliações em veículos, realizadas pela montadora. Para as válvulas montadas no sistema pneumático, de maneira geral, são feitos ensaios de desempenho, estanqueidade, funcionamento em ambiente contaminado, intempéries e estruturais. Para as tubulações pneumáticas, são feitos os ensaios de pressão máxima e intempéries. Para as conexões pneumáticas, os de estanqueidade, intempéries e impactos. Para os componentes do conjunto de freio, os estruturais, de durabilidade, ruído, desgaste e de desempenho.

Após a conclusão dos ensaios nas bancadas iniciam-se as avaliações no veículo, cujo objetivo é avaliar a montagem de todos os componentes e sua integração, ou seja, como respondem em conjunto durante o processo de frenagem. Os ensaios mais comuns em veículos são o de 2000 paradas, que tem por objetivo avaliar as características estruturais do sistema de freios e sua interface com o eixo; o de descida de serra, que tem por objetivo avaliar os níveis de desgaste do material de atrito e tambor, ou seja, verificar se o par de atrito foi corretamente dimensionado no que tange a escolha da liga e largura dos materiais de atrito para a missão do veículo a ser trabalhado.

Nos ensaios de durabilidade o veículo é avaliado por completo em todas as missões a que será destinado e, dentro do processo de desenvolvimento do sistema de freios, nestes são verificados se o que foi calculado é realmente o mais adequado para a proposta de veículo, ou seja, através das respostas dadas pelos motoristas de testes com relação ao desempenho, conforto (esforços e ruído), e suas indicações subjetivas durante o processo de frenagem, ou seja, se o veículo está agressivo, se a frenagem está progressiva, enfim, tem-se um bom indicador do que os reais motoristas podem sentir quando de sua utilização. Nestes também são representadas as referências para os períodos de manutenção durante a vida do veículo indicando se o que foi previsto está adequado ou se é necessária nova intervenção para aumentar a durabilidade de qualquer componente.

O Contran 519/2015 é o ensaio que mede o desempenho do veículo para o sistema de freios e é considerado um dos mais importantes. São diversos os requisitos a que o veículo é submetido e o relatório gerado neste ensaio é o que deve ser submetido ao governo para a sua homologação, ou seja, sem este não é possível vendê-lo.

2.11) Categorias dos veículos

A norma ABNT NBR 13776 classifica os veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados em categorias que determinam o número de passageiros, tipo de veículo e capacidade de carga bem como sua finalidade.

As classificações dos veículos começaram a ser definidas quando se começou-se a perceber que os veículos estavam sendo utilizados de diversas maneiras e com variados objetivos e, portanto, se fazia necessário melhor classifica-los e ordená-los segundo um padrão (www.educacao.cc).

Abaixo detalhamos as categorias e suas subcategorias:

Categoria L - Veículo automotor com menos de quatro rodas:

L1 - Veículo com duas rodas, com cilindrada que não exceda 50 cc e velocidade máxima de projeto não superior a 50 km/h;

L2 - Veículo com três rodas, com cilindrada que não exceda 50 cc e velocidade máxima de projeto não superior a 50 km/h;

L3 - Veículo com duas rodas, com cilindrada maior que 50 cc ou velocidade máxima de projeto superior a 50 km/h;

L4 - Veículo com três rodas colocadas em posição assimétrica em relação ao eixo longitudinal médio, com cilindrada maior que 50 cc ou velocidade máxima de projeto superior a 50 km/h;

L5 - Veículo com três rodas colocadas em posição simétrica em relação ao eixo longitudinal médio, com carga máxima que não exceda 1000 kgf e cilindrada maior que 50cc ou velocidade máxima de projeto superior a 50 km/h.

Categoria M - Veículo automotor que contém pelo menos quatro rodas, projetado e construído para o transporte de passageiros:

M1 - Veículos projetados e construídos para o transporte de passageiros, que não tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista;

M2 - Veículos projetados e construídos para o transporte de passageiros que tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista, e que contenham uma massa não superior a 5 t;

M3 - Veículos projetados e construídos para o transporte de passageiros, que tenham mais que oito assentos, além do assento do motorista, e tenham uma massa máxima superior a 5 t.

Categoria N - Veículo automotor que contém pelo menos quatro rodas, projetado e construído para o transporte de cargas:

N1 - Veículos projetados e construídos para o transporte de cargas e que contenham uma massa máxima não superior a 3,5 t;

N2 - Veículos projetados e construídos para o transporte de cargas e que contenham uma massa máxima superior a 3,5 t e não superior a 12 t;

N3 - Veículos projetados e construídos para o transporte de cargas e que contenham uma massa máxima superior a 12 t.

Categoria O - Reboques (incluindo semi-reboques):

O1 – Reboques com massa máxima não superior a 0,75 t;

O2 - Reboques com massa máxima superior a 0,75 t, porém não superior a 3,5 t;

O3 - Reboques com massa máxima superior a 3,5 t, porém não superior a 10 t;

O4 - Reboques com massa máxima superior a 10 t.

Categoria G - Veículos fora de estrada.

2.12) Simulação virtual – sistema de freio

A decisão de seguir a linha de se utilizar um simulador para trazer mais robustez para o processo de desenvolvimento e avaliação teve nos fornecedores a primeira base de consulta. A grande maioria deles já trabalha com simulações, mas todas passaram por um processo de adaptação para suas rotinas e necessidades específicas dentro dos seus desenvolvimentos transformando seus simuladores em ferramenta interna da empresa, não sendo possível o compartilhamento das informações.

O segundo passo foi uma pesquisa mais ampla e aberta. Foram verificados simuladores complexos e de interface pouco amigável.

A decisão por se trabalhar com este simulador residiu na sua simplicidade e na possibilidade de personalização conforme nossas necessidades, desde a página de introdução dos dados iniciais (entrada de dados) até a maneira de plotagem do relatório com as respostas geradas.

2.13) Análises estatísticas – Regressão Linear Múltipla

A regressão linear múltipla tem por objetivo explicar e/ou prever o comportamento de uma variável dependente a partir da influência das variáveis independentes. 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).

3) Metodologia

A seguir será apresentada a metodologia de trabalho utilizada para realizar o estudo com indicações do tipo de veículo trabalhado nas avaliações, principais características dos ensaios físicos realizados, o processo da simulação virtual e a maneira como foram correlacionadas as respostas dos ensaios físicos com as de simulação virtual.

3.1) Veículo

O veículo a ser estudado possui tração 4x2 e PBT (Peso Bruto Total) conforme sua categoria. A norma ABNT NBR 13776 define as categorias dos veículos conforme número de rodas, cilindrada do motor, velocidade máxima, carga máxima a ser transportada, número máximo de passageiros a ser transportado, veículos rebocados e veículos fora de estrada. Conforme resolução Contran nº 290 de 29 de agosto de 2008, cujo objetivo é estabelecer os requisitos para inscrição indicativa e obrigatória dos pesos e capacidades registrados, os conceitos destas variáveis são definidos abaixo:

-Peso Bruto Total (PBT): o peso máximo (autorizado) que o veículo pode transmitir ao pavimento, constituído da soma da tara mais a lotação;

-Tara: peso próprio do veículo, acrescido dos pesos da carroçaria e equipamento, do combustível (pelo menos 90% da capacidade do(s) tanque(s)), das ferramentas e dos acessórios, da roda sobressalente, do extintor de incêndio e do fluido de arrefecimento, expresso em quilogramas;

-Lotação: carga útil máxima, expressa em quilogramas, incluindo o condutor e os passageiros que o veículo pode transportar, para os veículos de carga e tração ou número de pessoas para os veículos de transporte coletivo de passageiros.

3.1.1) Sistema de freio

O veículo possui sistema de freios do tipo S-Cam, a tambor, com acionamento pneumático e dispositivo antitravamento das rodas na frenagem (ABS) . A Tabela 5 detalha as especificações técnicas dos freios deste veículo.

Tabela 5 - Especificações técnicas dos freios do veículo estudado.

	Freio dianteiro	Freio	15" x 6" - S-Cam
		Câmara	20"
		Ajustador	6" automático
	Freio traseiro	Freio	15" x 7" - S-Cam
		Câmara	20" / 30" NG
		Ajustador	5,5" automático

Fonte: Autor.

3.2) Método de trabalho

3.2.1) Ensaios físicos

Os ensaios físicos serão conduzidos em ambiente controlado (pista de testes) seguindo os requisitos descritos pelo CONTRAN 519/2015 (norma ABNT NBR 10966 e seus anexos). Serão considerados para a realização destes as pistas de alta aderência ($\mu = 0,8$); nas condições de veículo vazio e carregado; com a transmissão acoplada e desacoplada; com freios em modo de funcionamento normal e falhado.

Para a realização dos ensaios a norma determina uma velocidade inicial de frenagem, o que varia conforme cada um dos requisitos. Após a execução das frenagens, as grandezas a serem verificadas são: distância de parada, desaceleração e esforço de acionamento do pedal de freio (não será tratada em função de limitações do software). A temperatura será sempre controlada para evitar danos aos materiais de atrito. Para cada uma das condições descritas anteriormente tem-se um valor de referência das diferentes grandezas que deve ser atendido. O desempenho do freio de estacionamento também será avaliado.

Para se obter os valores dos parâmetros do processo de frenagem, o veículo deverá ser instrumentado. Esta instrumentação será responsável por coletar e armazenar os dados de cada uma das passagens executadas. A leitura destes será feita, através do próprio Microsoft Excel, em um computador. Abaixo os instrumentos que são montados no veículo para acompanhamento dos ensaios físicos:

-VBOX: Medição da velocidade, desaceleração, distância de frenagem e altitude. A Figura 36 ilustra este instrumento;

Figura 36 - VBOX.



Fonte: Relatório de homologação do veículo.

-Transdutor de curso: Medição do deslocamento de pedal de freio e ângulo do volante de direção. A Figura 37 ilustra este instrumento;

Figura 37 - Transdutor de curso.



Fonte: Relatório de homologação do veículo.

-Célula de carga: Esforço no pedal de freio. A Figura 38 ilustra este instrumento;

Figura 38 - Célula de carga.



Fonte: Relatório de homologação do veículo.

-Transdutor de pressão: Pressão nos reservatórios e câmaras de freio. A Figura 39 ilustra este instrumento;

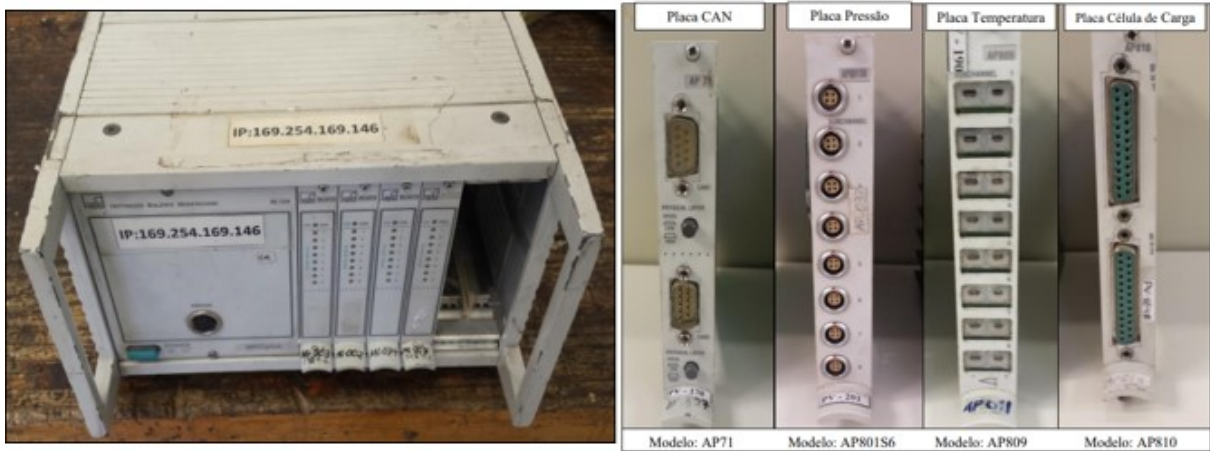
Figura 39 - Transdutor de pressão.



Fonte: Relatório de homologação do veículo.

-Aquisitor de dados HBM e placas: Coletar os diversos sinais monitorados durante os ensaios de freio. A Figura 40 ilustra estes instrumentos;

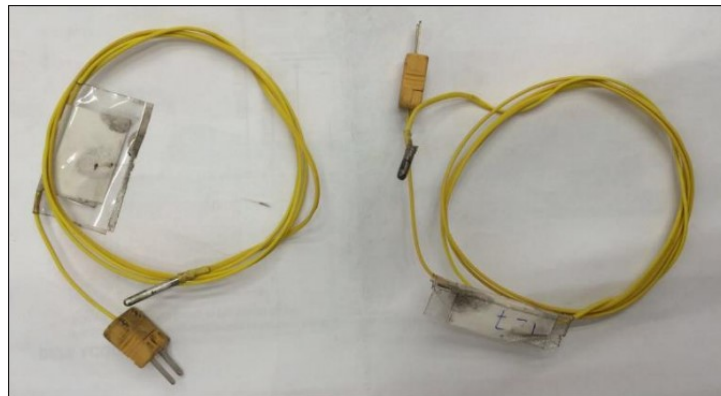
Figura 40 - Aquisitor de dados HBM e placas.



Fonte: Relatório de homologação do veículo

-Termopares: Monitorar a temperatura das lonas de freio e temperatura ambiente. A Figura 41 ilustra este instrumento.

Figura 41 - Termopares.



Fonte: Relatório de homologação do veículo.

3.2.2) Simulação virtual

O modelo de simulação virtual foi desenvolvido com o suporte do software MATLAB SIMULINK na definição das equações, análise dos dados e geração dos resultados (gráficos).

Este pacote de informações foi encapsulado em um arquivo executável e, para seguir com a simulação, deve-se adicionar os dados de entrada (informações sobre o

veículo; dados da pista; especificação técnica dos freios, transmissão, pneus e motor) neste arquivo e iniciar a verificação.

Serão considerados os requisitos para as pistas de alta aderência; nas condições de veículo vazio e carregado; com a transmissão acoplada e desacoplada; com freios em modo de funcionamento normal e falhado. O software considera somente as frenagens em linha reta (dinâmica longitudinal), seguindo os mesmos parâmetros do ensaio físico. Para a condição de alta aderência será considerado as variáveis de distância de parada e desaceleração. O desempenho do freio de estacionamento também será avaliado. O software não calcula o esforço de acionamento no pedal de freio. Para a condição de baixa aderência o software possui restrições para a verificação em μ -*split*, onde um dos lados do veículo é freado em alta aderência e o outro em baixa aderência e em μ -*jump*, onde o veículo começa a ser freado em alta aderência e passa para baixa aderência ou começa a ser freado em baixa aderência e passa para alta aderência. Dentro dos requisitos de baixa aderência o que é analisado é se houve travamentos e se o veículo se mantém estável em sua trajetória. As variáveis de distância de parada e desaceleração não são tidas como parâmetro de aprovação. Apesar do software permitir a variação do coeficiente de atrito das pistas, devido a estas restrições, os requisitos das pistas de baixa aderência não serão considerados neste estudo.

A grande facilidade de uso da simulação é a liberdade em poder variar grandezas e entender e comparar, de maneira rápida, as respostas que o sistema entrega, ou seja, utilizar a ferramenta de projeto para fazer a análise de influências e com isso prever o comportamento de maneira virtual.

A Figura 36 mostra uma imagem da tela do simulador. Nele são adicionadas informações do veículo (massa e dimensões), as especificações técnicas dos freios, dos pneus, do motor e transmissão para seguir com as simulações.

3.2.3) Correlação entre os ensaios físicos e a simulação virtual

A correlação do ensaio físico com a simulação virtual será feita através da comparação dos resultados obtidos através do modelo computacional com os

resultados dos ensaios experimentais. O objetivo é validar o modelo de simulação virtual e torna-lo uma ferramenta de projeto e análise para futuras homologações.

Figura 42 - Tela inicial do simulador.

Fonte: Software de simulação.

O Minitab, que é um software de análise estatística, será utilizado para calcular a média e o desvio padrão dos resultados obtidos nos ensaios físicos.

Análises estatísticas como a Regressão Linear Múltipla e a Plotagem dos Efeitos Principais serão trabalhadas para entender a influência dos principais componentes do sistema de freios (câmara de freio, ajustador de freio e fator de freio) que serão as variáveis independentes, na distância de parada, que será a variável dependente, por ser um dos dados de saída de maior importância nas respostas dos ensaios físicos, bem como verificar o componente que exerce a maior influência nesta.

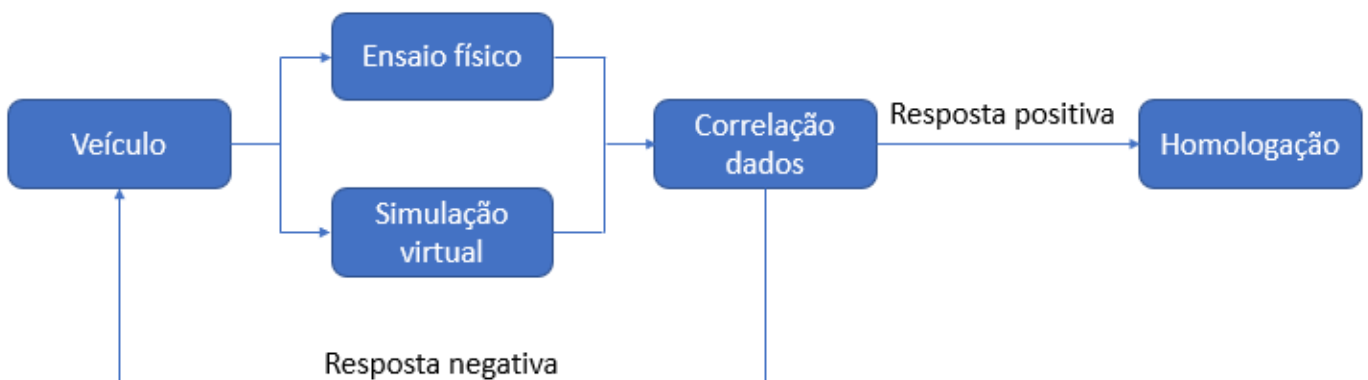
Para realizar a regressão linear múltipla para análise da proposta indicada acima, serão inseridos, no modelo de simulação virtual, dimensões da câmara de freio, variando em 16", 20" e 24", comprimentos dos ajustadores de freio, variando em

5,5", 6" e 6,5", ambos componentes disponíveis no mercado, e dados de fator de freio, variando em 1,41, 1,48 e 1,55, estes definidos dentro de uma faixa de utilização comum dentro das diversas aplicações dos sistemas de freios. Estes dados serão utilizados em diversas combinações para se obter resultados de distância de parada. Os dados referentes ao veículo, a carga aplicada, a velocidade e a pressão de aplicação do sistema de freio serão mantidos fixos. Em seguida, será aplicada a regressão utilizando o Microsoft Excel.

O objetivo da simulação virtual é que sua resposta esteja sempre próxima a resposta obtida no ensaio físico ou dentro do desvio padrão calculado. Caso não se atenda a estes dois requisitos, uma análise crítica deverá ser feita para entender quão próxima a resposta estará dos limites estabelecidos pela norma.

A Figura 43 ilustra o Fluxograma a ser seguido para o desenvolvimento do trabalho.

Figura 43 - Fluxograma do trabalho



Fonte: Autor.

4) Resultados e análises

4.1) Ensaio físicos

Os ensaios físicos foram realizados em ambiente controlado (pista de testes), conforme Contran 519/2015 (norma ABNT NBR 10966 e seus anexos). A indicação de quais requisitos deveriam ser avaliados, o modo de execução destes, a análise dos dados obtidos e a sua aprovação foram de responsabilidade do engenheiro responsável por este estudo. Qualquer anormalidade, requisito objetivo não cumprido e percepção negativa do condutor do veículo com relação a sua dinâmica, o ensaio seria interrompido.

Para facilitar a leitura, as Tabelas 7, 10 e 13 indicam os limites de distância de parada e desaceleração para cada um dos requisitos analisados, para a condição de pista de alto atrito, e as Tabelas 8, 9, 11, 12, 14 e 15 as respostas obtidas em cada um deles. Estes requisitos foram escolhidos para a análise por trabalharem a distância de parada e a desaceleração, variáveis que efetivamente mostram o desempenho do sistema de freios e trazem a indicação se o veículo atenderá a homologação, conforme item 4.1.1 da norma ABNT NBR 10966-2. As Figuras 56 e 57 mostram o desempenho do freio de estacionamento.

O primeiro requisito analisado foi o 4.4.3.1, do anexo 2 na ABNT NBR 10966, que diz que os ensaios devem ser conduzidos em diversas velocidades iniciais de frenagem, com o freio na condição normal, transmissão acoplada, sendo a mais baixa a 30% da velocidade máxima do veículo e a mais alta a 80% daquela velocidade. No caso de veículos equipados com um limitador de velocidade, esse limitador de velocidade deve ser tomado como a velocidade máxima do veículo.

Desta maneira, foram feitas 3 passagens, para as condições carregado e vazio, sendo a primeira a 30%, a segunda a 65% (requisito adicional a norma) e a terceira a 80% da velocidade máxima do veículo. Sendo esta velocidade limitada a 70 km/h, as velocidades iniciais de frenagem dos ensaios foram, respectivamente, 21 km/h, 45 km/h e 70 km/h.

O item 4.1.2, do mesmo anexo, define a distância de parada como sendo a distância que deve ser percorrida pelo veículo desde o momento em que o condutor começa a acionar o controle do sistema de freios até o momento em que o veículo para. A velocidade no momento em que o condutor começa a acionar o controle do sistema de freios será a velocidade inicial que não poderá ser menor do que 98% da velocidade prescrita para o ensaio em questão. O item 4.3.1, do mesmo anexo, define a desaceleração média plenamente desenvolvida, d_M , que deve ser calculada como a desaceleração média em relação à distância sobre o intervalo v_b até v_e , de acordo com a seguinte equação

$$d_M = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92 (s_e - s_b)} \quad (4.1)$$

Onde:

d_M – Desaceleração média

v_0 – Velocidade inicial do veículo

v_b – Velocidade do veículo a 0,8 v_0

v_e – Velocidade do veículo a 0,1 v_0

s_b – Distância percorrida entre v_0 e v_b

s_e – Distância percorrida entre v_0 e v_e

Os limites de distância de parada e desaceleração descritos para este requisito estão detalhados na Tabela 6 a seguir e que é indicada no anexo 2 da norma ABNT NBR 10966.

Onde:

v – Velocidade do ensaio prescrita

s – Distância de parada

d_M – Desaceleração média plenamente desenvolvida

F – Força aplicada ao pedal

$v_{\text{máx}}$ – Velocidade máxima do veículo

Tabela 6 - Limites de distância de parada e desaceleração descritos para o requisito 4.4.3.1.

	Categoria	M1	M2	M3	N1	N2	N3
	Tipo de ensaio	0 - I	0 - I	0 - I - II ou IIA	0 - I	0 - I	0 - I - II
	v	80 km/h	60 km/h	60 km/h	80 km/h	60 km/h	60 km/h
Ensaio do Tipo 0 com motor desacoplado	$s \leq$	$0,1v + \frac{v^2}{150}$	$0,15v + \frac{v^2}{130}$				
	$d_M \geq$	5,8 m/s ²	5,0 m/s ²				
Ensaio do Tipo 0 com motor acoplado	$v = 0,80 v_{\text{máx}}$, mas não excedente	160 km/h	100 km/h	90 km/h	120 km/h	100 km/h	90 km/h
	$s \leq$	$0,1v + \frac{v^2}{130}$	$0,15v + \frac{v^2}{103,5}$				
	$d_M \geq$	5,0 m/s ²	4,0 m/s ²				
	$F \leq$	50 daN	70 daN				

Fonte: Adaptado da norma ABNT NBR 10966 anexo 2 (Tabela 3: Tabela de desempenho), 2013.

Em função da categoria do veículo selecionado para este estudo, a Tabela 7 detalha os limites a serem respeitados para este requisito

Tabela 7 - Limites de distância de parada e desaceleração para o requisito 4.4.3.1.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²	Distância de parada - m	Carga
			Requisito norma	Requisito norma	
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	4.00	7.40	vazio
	65% veloc.máxima	45	4.00	26.30	vazio
	80% veloc.máxima	70	4.00	57.80	vazio
	30% veloc.máxima	21	4.00	7.40	carregado
	65% veloc.máxima	45	4.00	26.30	carregado
	80% veloc.máxima	70	4.00	57.80	carregado

Fonte: Autor.

As Figuras 44, 45 e 46 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 4.4.3.1 com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio, com 30%, 65% e 80% da velocidade máxima respectivamente.

Figura 44 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 30% da velocidade máxima.

O V-Box amostra um sinal digitalizado, onde ele envia o mesmo valor mais de uma vez, sem enviar os intermediários. Por exemplo: 14 km/h, 13,9 km/h, 13,5 km/h são todos enviados como 14 km/h. Quando abaixo de 13,5 km/h, ele começa a enviar tudo como 13 km/h, até que se chegue em um valor em que ele começará a enviar como 12 km/h. A curva plotada em "azul" (primeiro trecho), devido ao processo de suavização feito pelo Microsoft Excel, passa uma falsa impressão de aumento de velocidade com o passar do tempo, mas, os dados amostrados são sempre na decrescente.

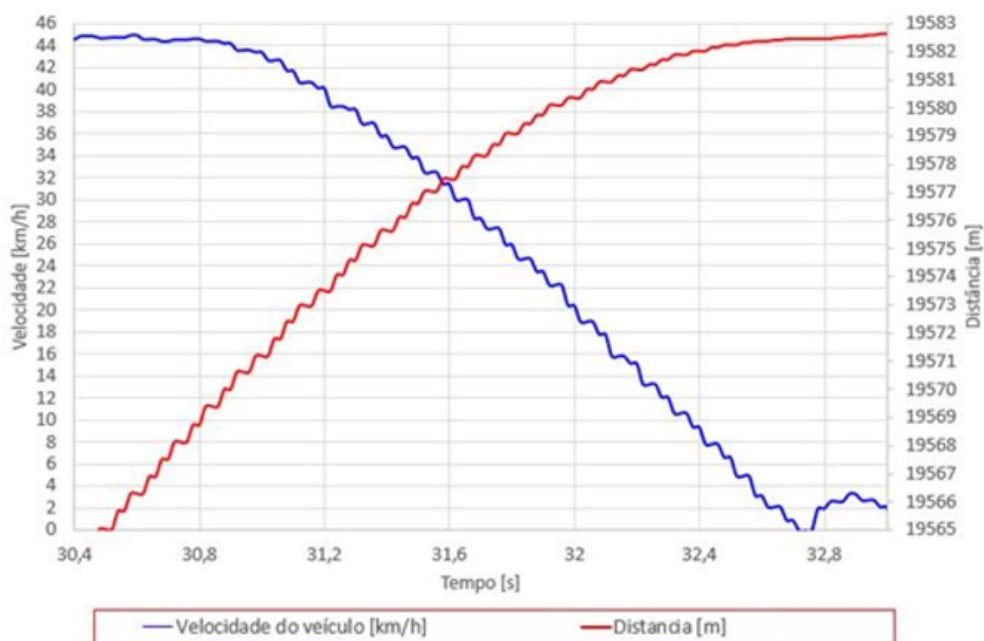


O instante de medição "zero" é o momento em que os instrumentos são ligados e não o momento onde se executa a frenagem, razão pela qual as informações sobre a distância de parada e o respectivo tempo não iniciam no instante "zero". Todos os demais gráficos seguem o mesmo padrão detalhado.

O segundo trecho da mesma curva "azul", onde volta a existir velocidade diferente de zero, é devido ao retorno da suspensão do veículo para a posição de repouso após o processo de frenagem. Como o V-Box não lê velocidade negativa, quando a massa suspensa retorna para posição de repouso este acaba medindo uma certa velocidade que refere-se ao balanço da cabine (duração deste evento é menor que 0,4 s).

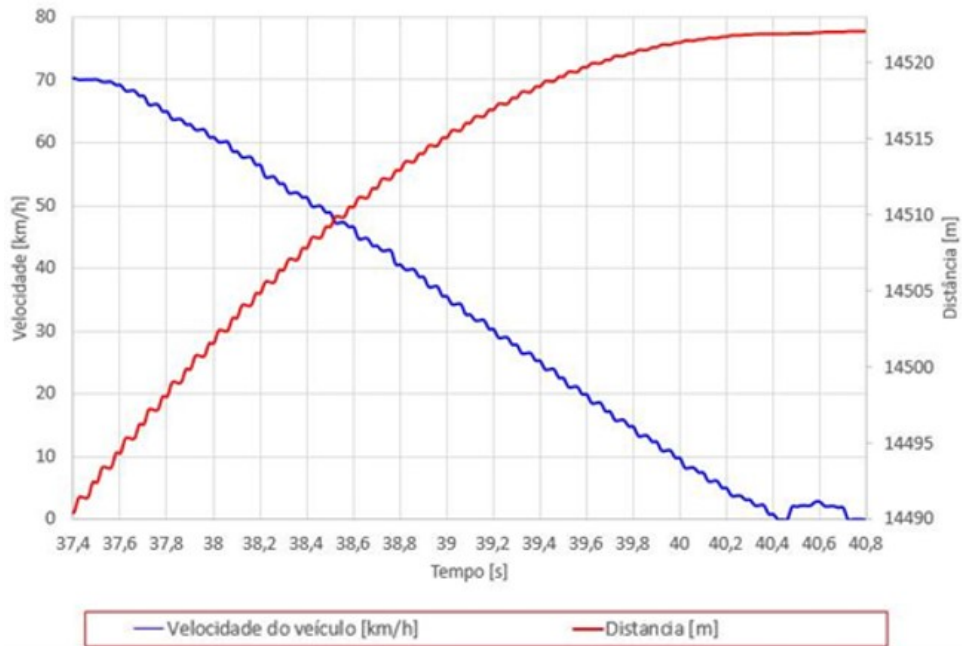
Fonte: Autor.

Figura 45 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 65% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

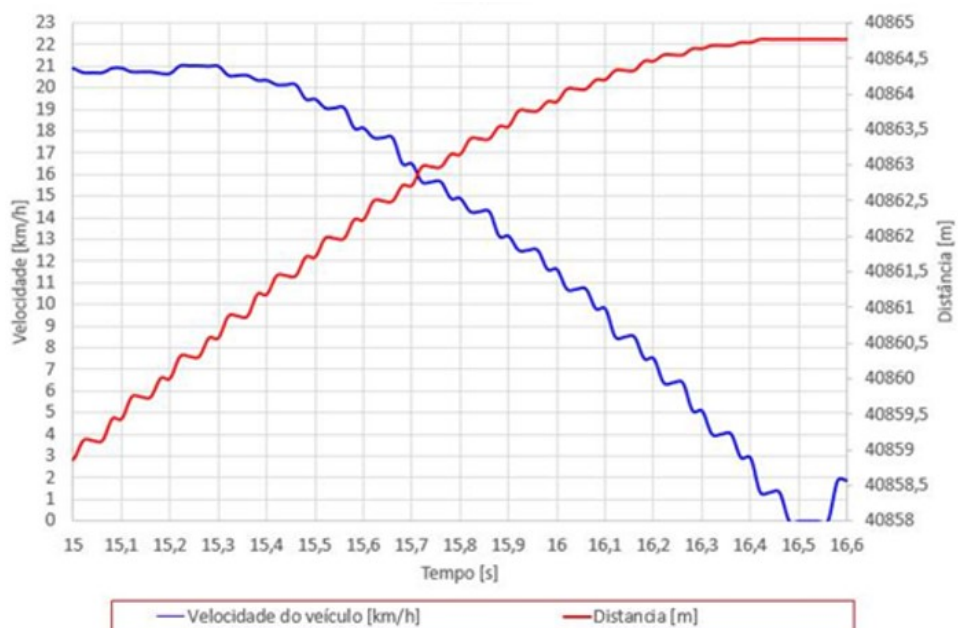
Figura 46 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 80% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

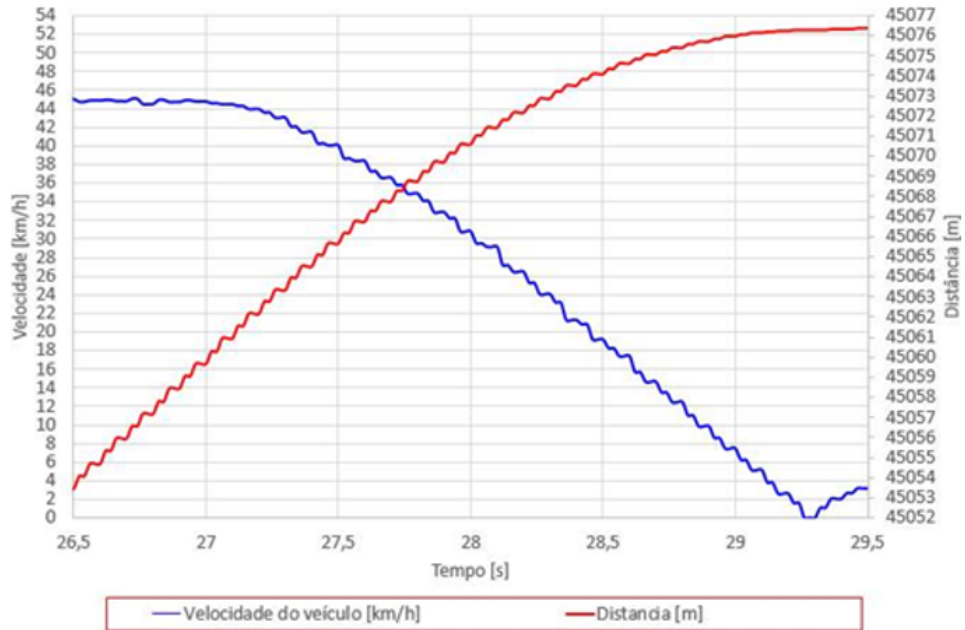
As Figuras 47, 48 e 49 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 4.4.3.1 com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado, com 30%, 65% e 80% da velocidade máxima respectivamente.

Figura 47 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 30% da velocidade máxima.



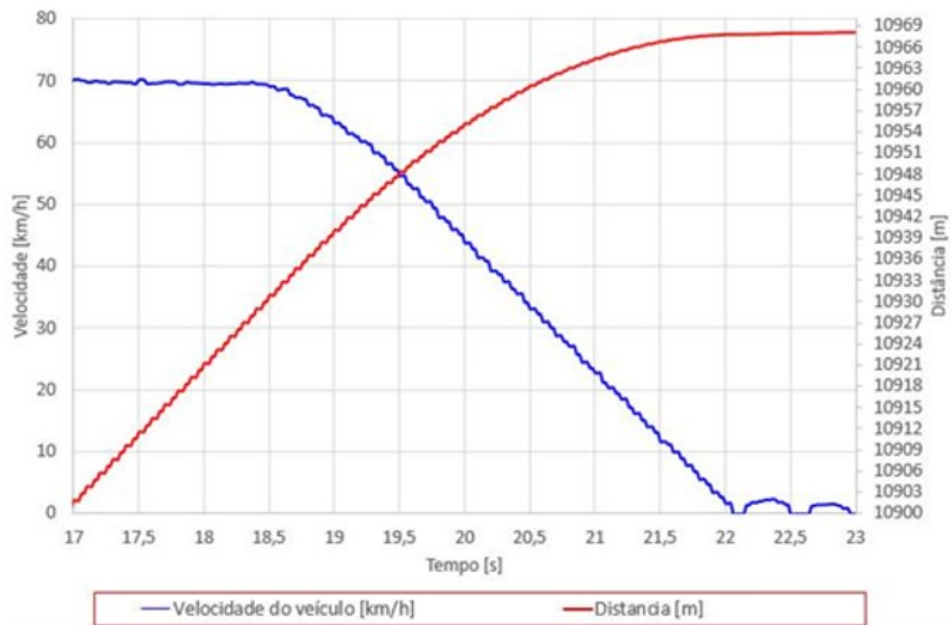
Fonte: Autor.

Figura 48 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 65% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

Figura 49 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 80% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

A Tabela 8 resume as distâncias de parada atingidas pelo veículo para o requisito 4.4.3.1.

Tabela 8 - Distâncias de parada atingidas para as passagens do requisito 4.4.3.1.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Distância parada - m		Carga
			Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	100.00	59.06	vazio
	65% veloc.máxima	45	100.00	54.15	vazio
	80% veloc.máxima	70	100.00	59.41	vazio
	30% veloc.máxima	21	100.00	67.84	carregado
	65% veloc.máxima	45	100.00	70.27	carregado
	80% veloc.máxima	70	100.00	72.18	carregado

Fonte: Autor.

A Tabela 9 resume as desacelerações atingidas pelo veículo para o requisito 4.4.3.1.

Tabela 9 - Desacelerações atingidas para as passagens do requisito 4.4.3.1.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²		Carga
			Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	100.00	174.25	vazio
	65% veloc.máxima	45	100.00	182.50	vazio
	80% veloc.máxima	70	100.00	179.75	vazio
	30% veloc.máxima	21	100.00	129.75	carregado
	65% veloc.máxima	45	100.00	155.75	carregado
	80% veloc.máxima	70	100.00	148.25	carregado

Fonte: Autor.

As respostas detalhadas nas Tabelas 8 e 9 indicam que o veículo cumpriu com este requisito estando todos os valores dentro dos limites especificados pela norma. As distâncias de parada sempre ficaram abaixo do valor limite (100%) e as desacelerações sempre ficaram acima do valor limite (100%).

O segundo requisito analisado foi o 4.4.2 do anexo 2 da norma ABNT NBR 10966, que diz que o ensaio deve ser efetuado com a transmissão desacoplada seguindo a velocidade inicial de frenagem descrita na Tabela 6 bem como os limites a serem respeitados de distância de parada e desaceleração.

Em função da categoria do veículo selecionado para este estudo, a Tabela 10 detalha os limites a serem respeitados para este requisito

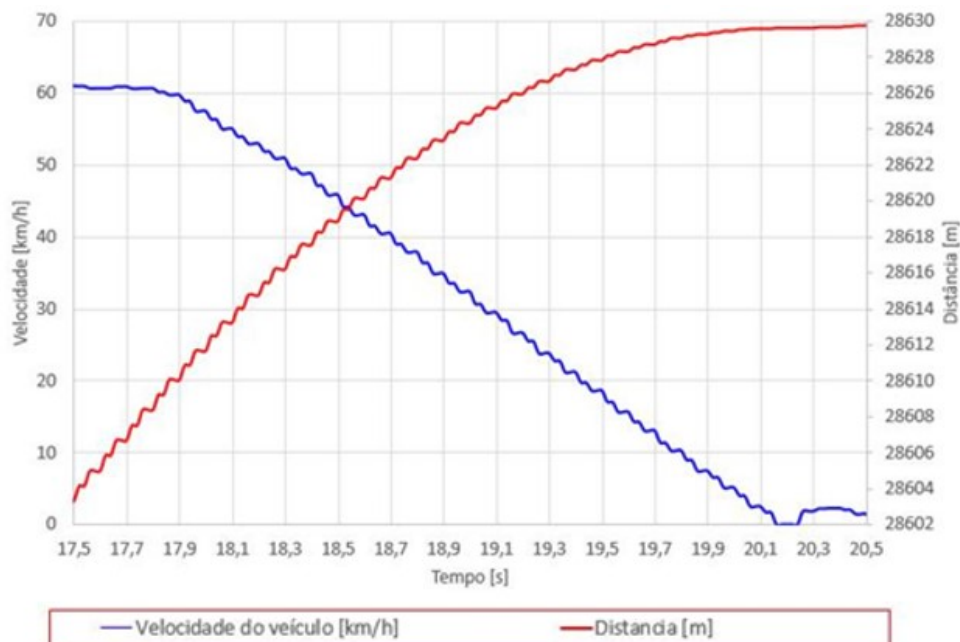
Tabela 10 - Limites de distância de parada e desaceleração para o requisito 4.4.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²	Distância de parada - m	Carga
		Requisito norma	Requisito norma	
NBR 10966-2 4.4.2	60	5.00	36.70	vazio
	60	5.00	36.70	carregado

Fonte: Autor.

A Figura 50 mostra o gráfico de distância de parada para o requisito 4.4.2 com freio normal, transmissão desacoplada e veículo vazio.

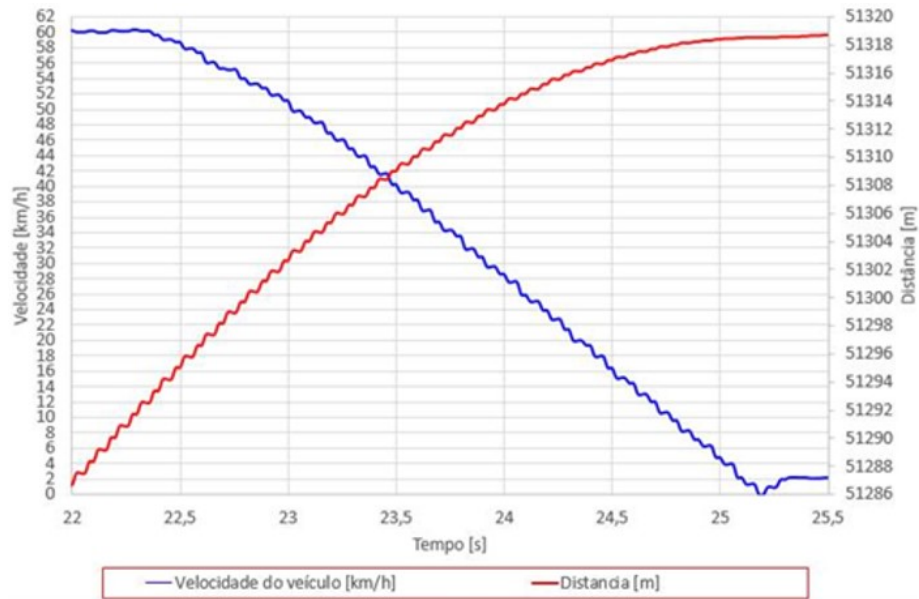
Figura 50 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo vazio.



Fonte: Autor.

A Figura 51 mostra o gráfico de distância de parada para o requisito 4.4.2 com freio normal, transmissão desacoplada e veículo carregado.

Figura 51 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo carregado.



Fonte: Autor.

A Tabela 11 resume as distâncias de parada atingidas pelo veículo para o requisito 4.4.2.

Tabela 11 - Distâncias de parada atingidas para as passagens do requisito 4.4.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Distância parada - m		Carga
		Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	
NBR 10966-2 4.4.2	60	100.00	71.66	vazio
	60	100.00	84.52	carregado

Fonte: Autor.

A Tabela 12 resume as desacelerações atingidas pelo veículo para o requisito 4.4.2.

Tabela 12 - Desacelerações atingidas para as passagens do requisito 4.4.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²		Carga
		Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	
NBR 10966-2 4.4.2	60	100.00	153.60	vazio
	60	100.00	128.40	carregado

Fonte: Autor.

As respostas detalhadas nas Tabelas 11 e 12 indicam que o veículo cumpriu com este requisito estando todos os valores dentro dos limites especificados pela norma. As distâncias de parada sempre ficaram abaixo do valor limite (100%) e as desacelerações sempre ficaram acima do valor limite (100%).

O terceiro requisito analisado foi o 5.2 do anexo 2 da norma ABNT NBR 10966. Este trata do freio de emergência e no item 5.2.5 a norma diz que o ensaio de eficácia da frenagem de emergência deve ser conduzido simulando-se as condições reais de falha no sistema de freios de serviço. Para este requisito foram simuladas falhas nos eixos dianteiro e traseiro nas condições de veículo vazio e carregado com a transmissão desacoplada.

A Tabela 13 detalha os limites estabelecidos para a distância de parada, que seguem a equação 4,2, indicada no anexo 2 da norma ABNT NBR 10966 item 5.2.1, com velocidade inicial frenagem de 60 km/h (também definido pela norma) e desaceleração média plenamente desenvolvida (d_M) de 2,5 m/s². Estes dados são definidos conforme categoria deste veículo.

$$s = 0,15v + \left(\frac{2v^2}{130}\right) \quad (4.2)$$

Onde:

v – Velocidade do ensaio prescrita

s – Distância

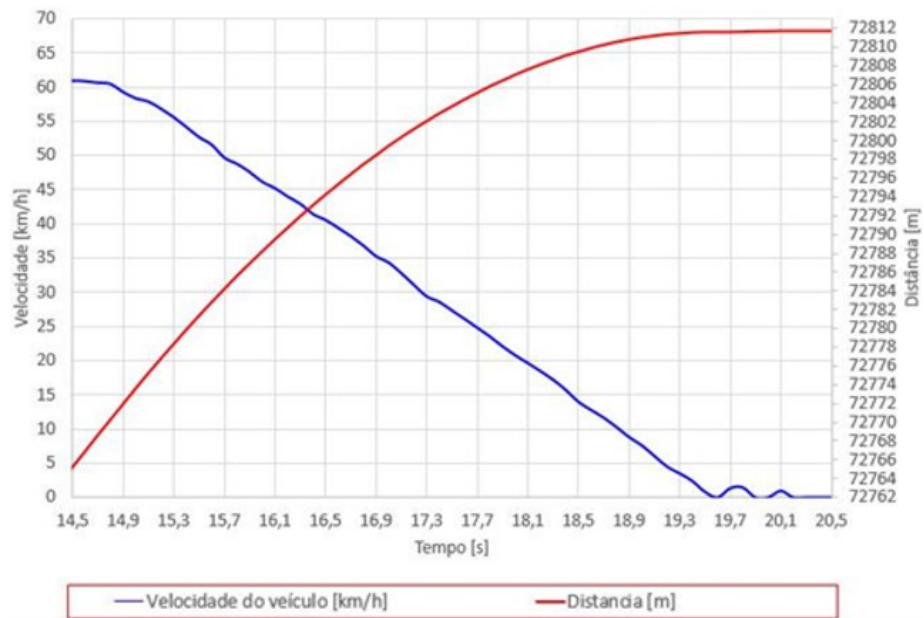
Tabela 13 - Limites de distância de parada e desaceleração para o requisito 5.2.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²	Distância de parada - m	Carga
			Requisito norma	Requisito norma	
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	2.50	101.30	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	2.50	101.30	vazio
	eixo traseiro falhado	60	2.50	101.30	carregado
	eixo dianteiro falhado	60	2.50	101.30	carregado

Fonte: Autor.

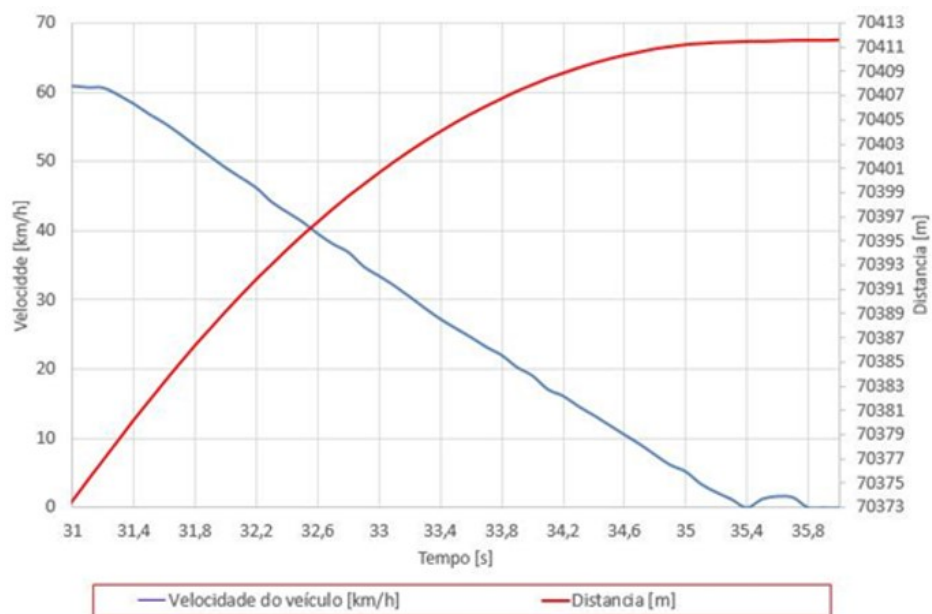
As Figuras 52 e 53 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 5.2, com freio falhado nos eixos dianteiro e traseiro respectivamente, com veículo vazio.

Figura 52 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo vazio.



Fonte: Autor.

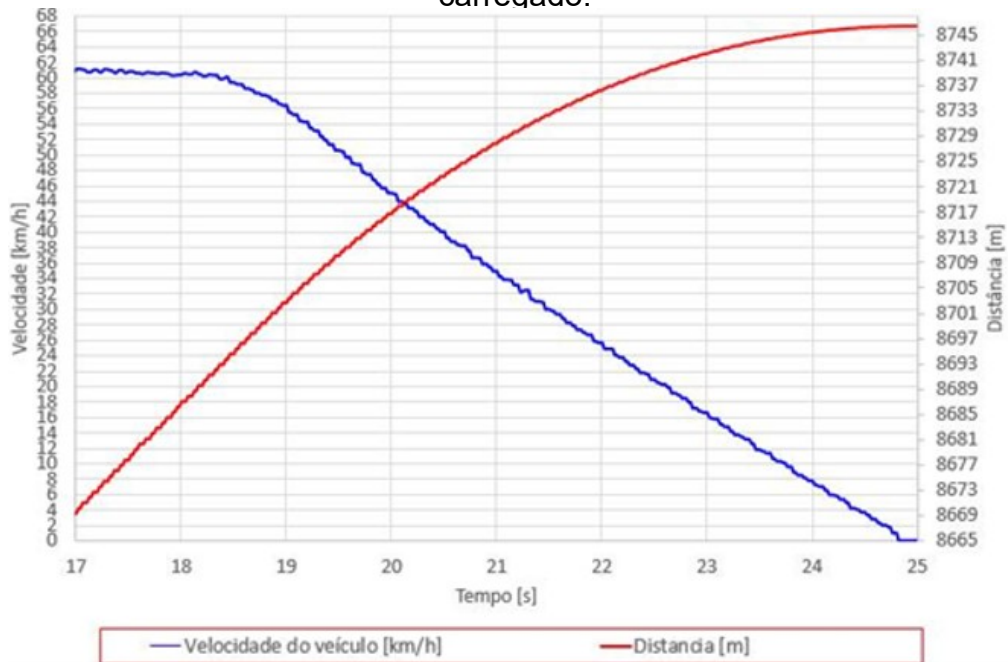
Figura 53 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo vazio.



Fonte: Autor.

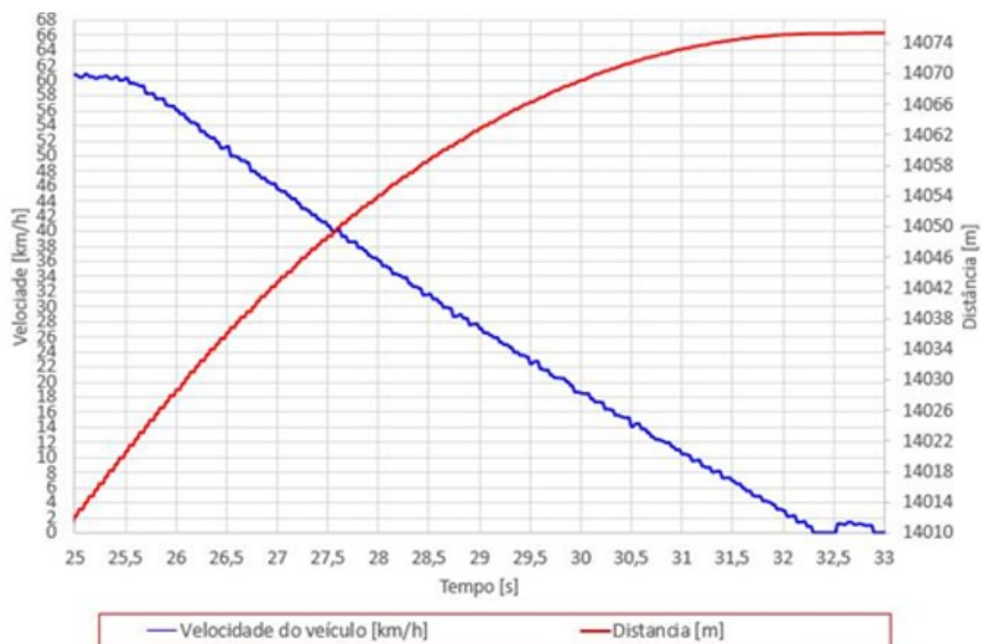
As Figuras 54 e 55 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 5.2, com freio falhado nos eixos dianteiro e traseiro respectivamente, com veículo carregado.

Figura 54 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo carregado.



Fonte: Autor.

Figura 55 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo carregado.



Fonte: Autor.

A Tabela 14 resume as distâncias de parada atingidas pelo veículo para o requisito 5.2.

Tabela 14 - Distâncias de parada atingidas para as passagens do requisito 5.2.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Distância parada - m		Carga
			Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	40.76	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	45.72	vazio
	eixo traseiro falhado	60	100.00	63.01	carregado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	57.75	carregado

Fonte: Autor.

A Tabela 15 resume as desacelerações atingidas pelo veículo para o requisito 5.2.

Tabela 15 - Desacelerações atingidas para as passagens do requisito 5.2.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²		Carga
			Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	165.60	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	140.80	vazio
	eixo traseiro falhado	60	100.00	100.40	carregado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	110.00	carregado

Fonte: Autor.

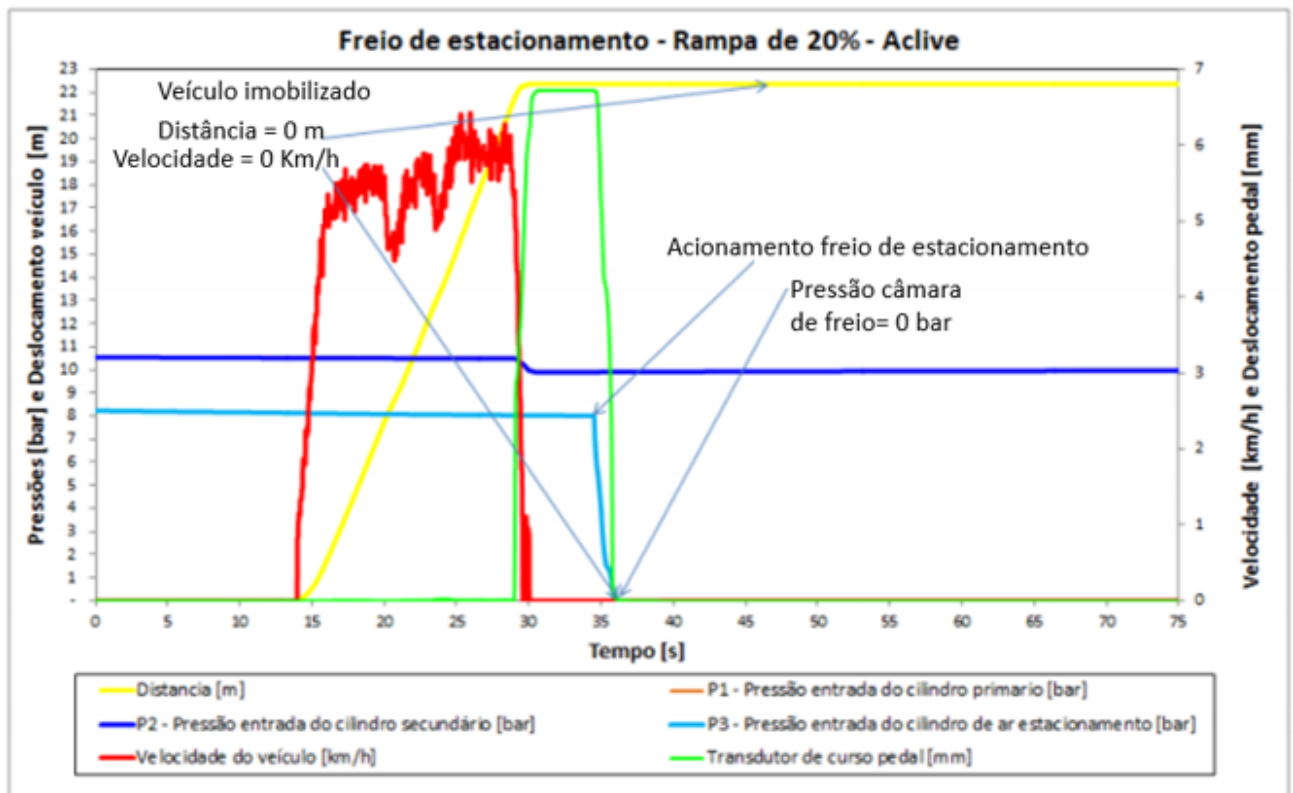
As respostas detalhadas nas Tabelas 14 e 15 indicam que o veículo cumpriu com este requisito estando todos os valores dentro dos limites especificados pela norma. As distâncias de parada sempre ficaram abaixo do valor limite (100%) e as desacelerações sempre ficaram acima do valor limite (100%).

O último requisito analisado foi o 5.3 do anexo 2 na norma ABNT NBR 10966. Este diz que o sistema de freio de estacionamento deve, mesmo se for combinado a um dos sistemas de freios, ter condições de manter o veículo carregado parado em uma rampa de 18%. Este requisito passou por uma atualização onde o limite anteriormente descrito era baseado em rampas de 20%. Em função da estrutura disponível, o ensaio foi seguido com base nesta rampa. Neste requisito também é dito

que em um veículo em que a acoplagem de um reboque for autorizada, o sistema de freios de estacionamento do veículo de tração deve ter condições de manter a combinação de veículos parada em um aclave ou declive de 12%. Este segundo requisito não é aplicável ao nosso estudo, pois o veículo ensaiado não possui acoplamento para reboque.

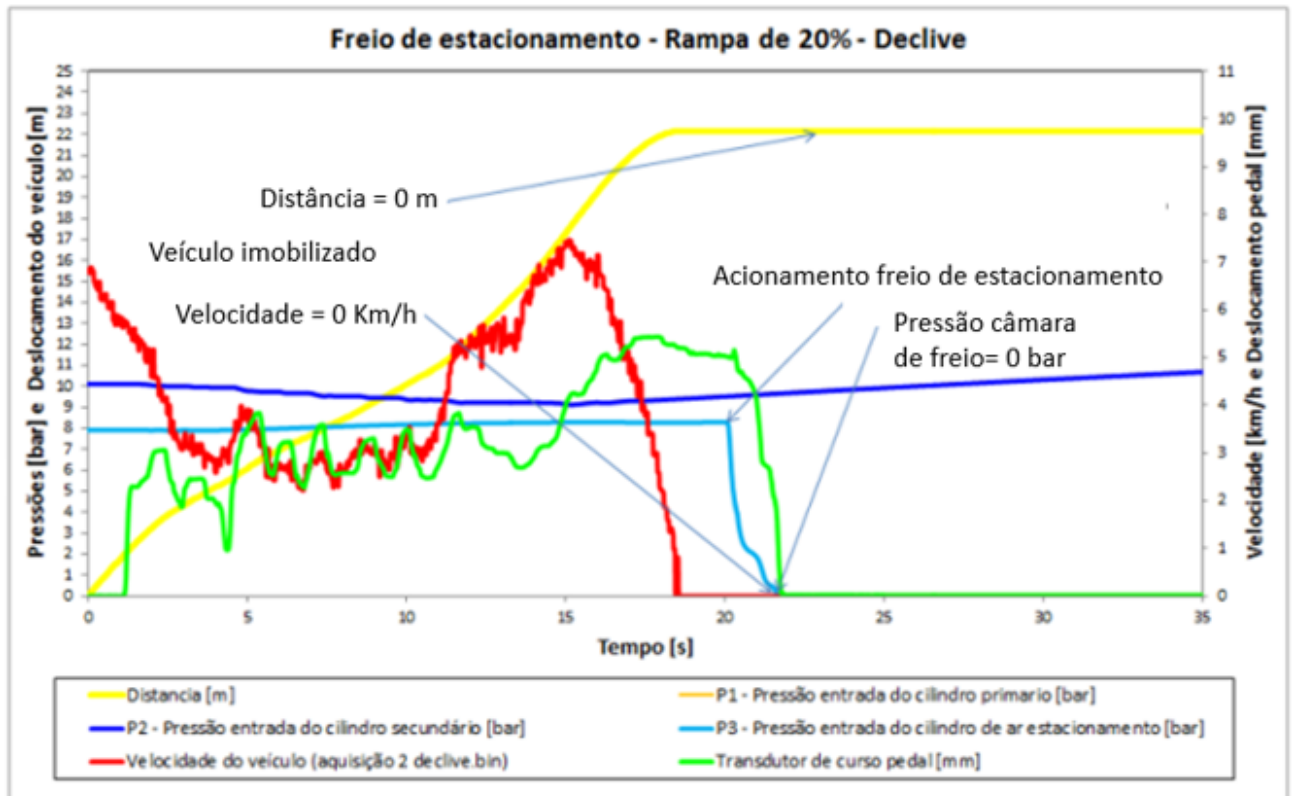
As Figuras 56 e 57 mostram os gráficos com a indicação de imobilização do veículo nas rampas de 20%. A primeira simula a verificação em um aclave e a segunda em um declive.

Figura 56 – Atuação de freio de estacionamento em rampa de 20% em um aclave.



Fonte: Autor.

Figura 57 – Atuação de freio de estacionamento em rampa de 20% em um declive.



Fonte: Autor.

Os gráficos mostrados nas Figuras 56 e 57 mostram que o veículo cumpriu com este requisito permanecendo imóvel na rampa de 20% tanto na condição ascendente quanto na descendente. A linha “vermelha” mostra o veículo parado a partir do momento de acionamento do freio de estacionamento (linha “azul” claro).

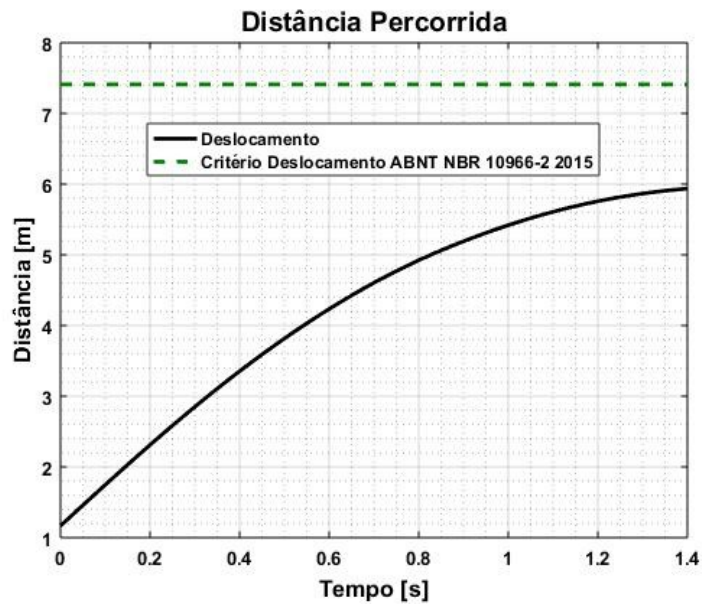
4.2) Simulação virtual

O modelo de simulação virtual foi desenvolvido por empresa terceira com o suporte do software MATLAB SIMULINK na definição das equações, análise dos dados e geração dos resultados (gráficos). Foi desenvolvido conforme os requisitos descritos na resolução do Contran e personalizado para que as respostas fossem geradas conforme nossas indicações.

Para facilitar a leitura, as Tabelas 16, 17, 18, 19, 20 e 21 e a Figura 70 detalham os resultados obtidos nas simulações virtuais seguindo os mesmos critérios e requisitos detalhados nos ensaios físicos.

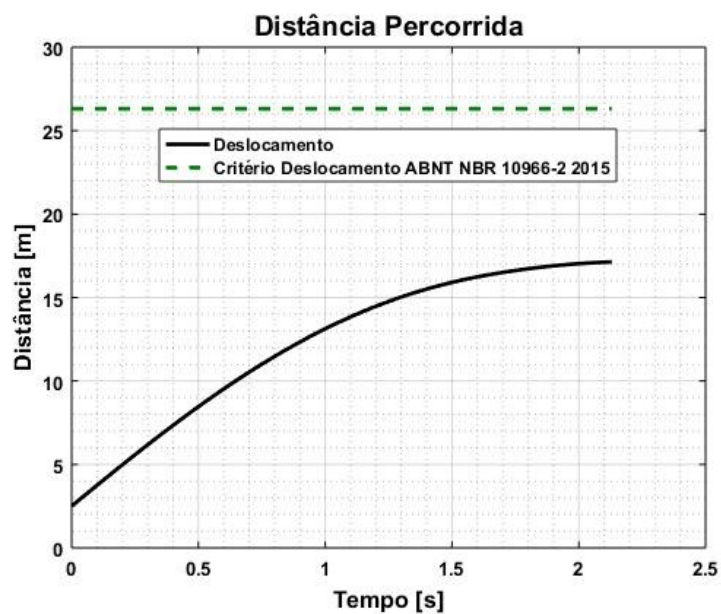
As Figuras 58, 59 e 60 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 4.4.3.1 com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio, com 30%, 65% e 80% da velocidade máxima respectivamente.

Figura 58 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 30% da velocidade máxima.



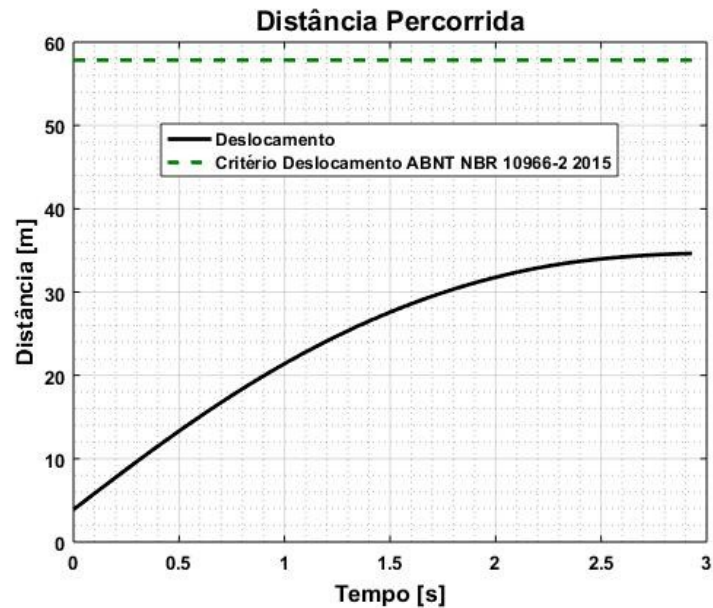
Fonte: Autor.

Figura 59 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 65% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

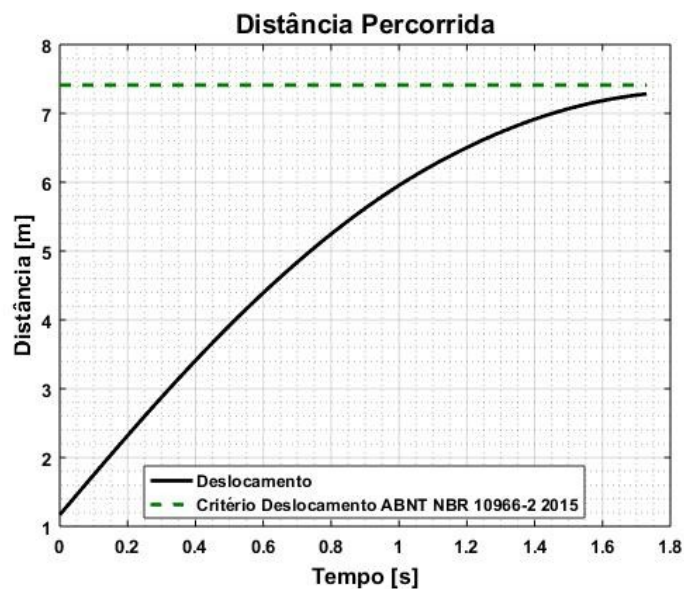
Figura 60 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo vazio com 80% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

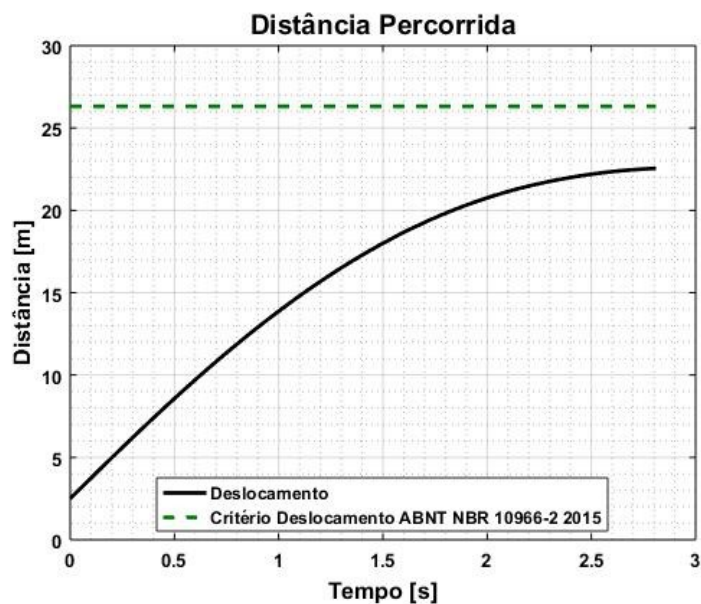
As Figuras 61, 62 e 63 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 4.4.3.1 com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado, com 30%, 65% e 80% da velocidade máxima respectivamente.

Figura 61 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 30% da velocidade máxima.



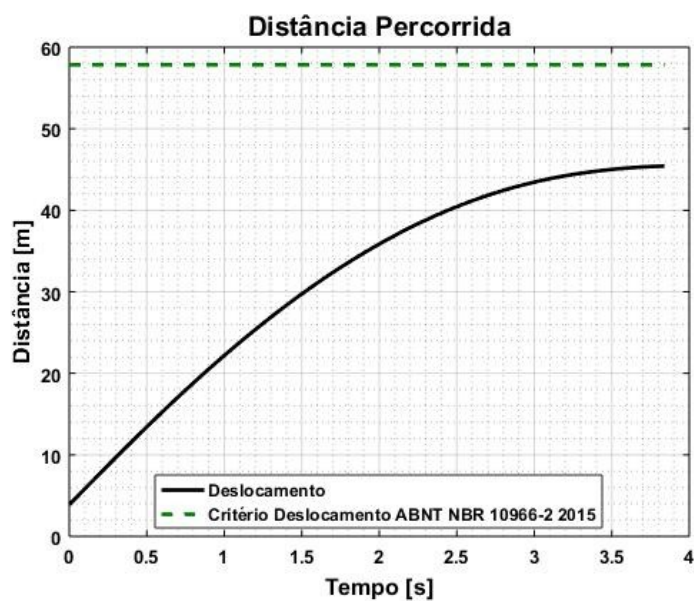
Fonte: Autor.

Figura 62 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 65% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

Figura 63 - Distância de parada com freio normal, transmissão acoplada, veículo carregado com 80% da velocidade máxima.



Fonte: Autor.

A Tabela 16 resume as distâncias de parada geradas pela simulação para o requisito 4.4.3.1.

Tabela 16 - Distâncias de parada geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.3.1.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Distância de parada - m		Carga
			Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	100.00	80.14	vazio
	65% veloc.máxima	45	100.00	65.10	vazio
	80% veloc.máxima	70	100.00	59.88	vazio
	30% veloc.máxima	21	100.00	98.38	carregado
	65% veloc.máxima	45	100.00	85.70	carregado
	80% veloc.máxima	70	100.00	78.55	carregado

Fonte: Autor.

A Tabela 17 resume as desacelerações geradas pela simulação para o requisito 4.4.3.1.

Tabela 17 - Desacelerações geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.3.1.

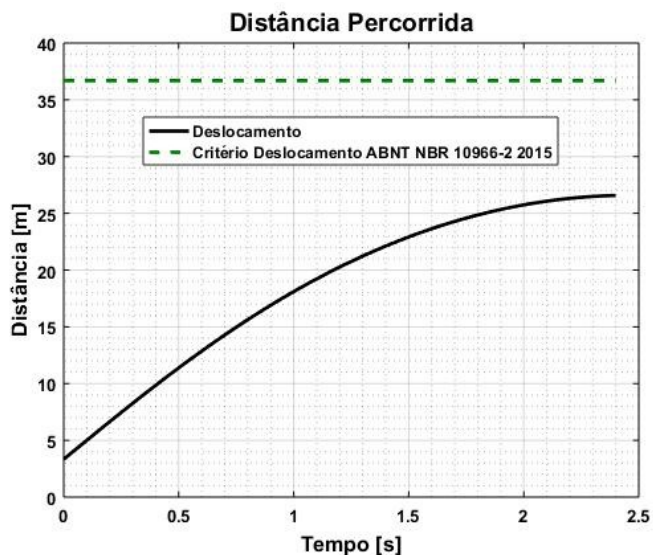
Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²		Carga
			Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	100.00	112.00	vazio
	65% veloc.máxima	45	100.00	178.75	vazio
	80% veloc.máxima	70	100.00	195.50	vazio
	30% veloc.máxima	21	100.00	106.00	carregado
	65% veloc.máxima	45	100.00	129.25	carregado
	80% veloc.máxima	70	100.00	147.75	carregado

Fonte: Autor.

As respostas detalhadas nas Tabelas 16 e 17 indicam que os dados obtidos com a simulação estão dentro dos limites especificados pela norma. As distâncias de parada sempre ficaram abaixo do valor limite (100%) e as desacelerações sempre ficaram acima do valor limite (100%).

A Figura 64 mostra o gráfico de distância de parada para o requisito 4.4.2 com freio normal, transmissão desacoplada e veículo vazio.

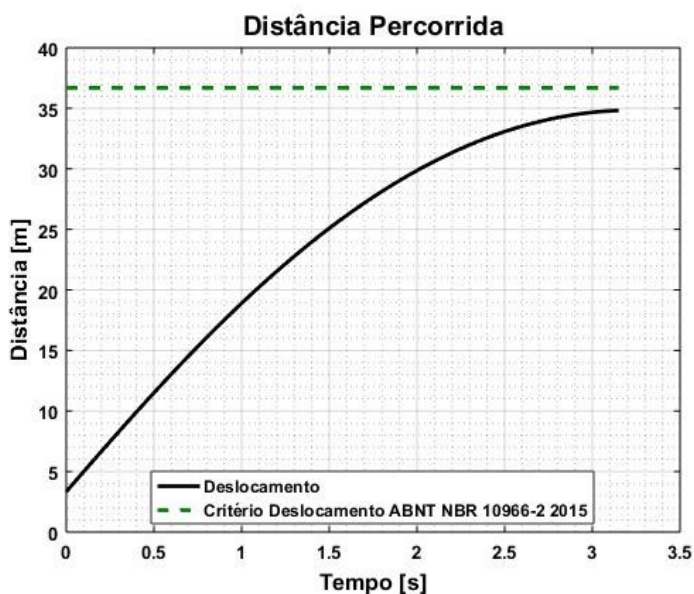
Figura 64 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo vazio.



Fonte: Autor.

A Figura 65 mostra o gráfico de distância de parada para o requisito 4.4.2 com freio normal, transmissão desacoplada e veículo carregado.

Figura 65 - Distância de parada com freio normal, transmissão desacoplada e veículo carregado.



Fonte: Autor.

A Tabela 18 resume as distâncias de parada geradas pela simulação para o requisito 4.4.2.

Tabela 18 - Distâncias de parada geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Distância de parada - m		Carga
		Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.2	60	100.00	72.37	vazio
	60	100.00	94.85	carregado

Fonte: Autor.

A Tabela 19 resume as desacelerações geradas pela simulação para o requisito 4.4.2.

Tabela 19 - Desacelerações geradas pela simulação para as passagens do requisito 4.4.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s^2		Carga
		Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.2	60	100.00	156.60	vazio
	60	100.00	118.60	carregado

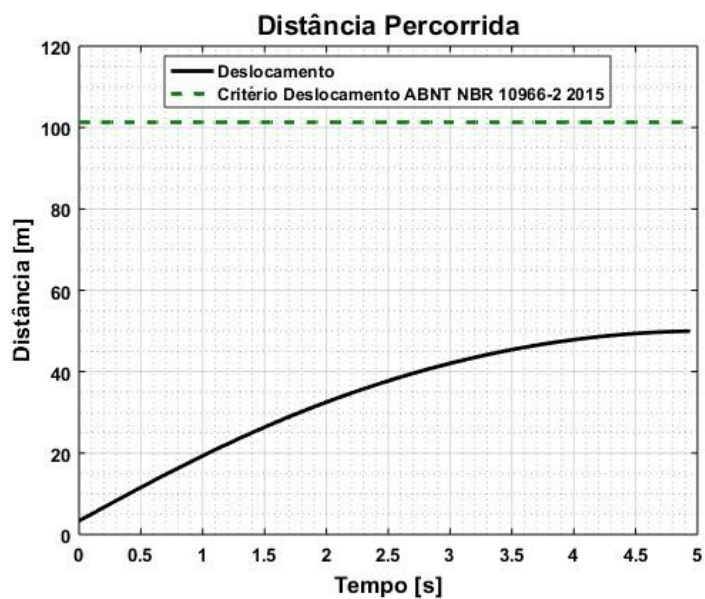
Fonte: Autor.

As respostas detalhadas nas Tabelas 18 e 19 indicam que os dados obtidos com a simulação estão dentro dos limites especificados pela norma. As distâncias de parada sempre ficaram abaixo do valor limite (100%) e as desacelerações sempre ficaram acima do valor limite (100%).

As Figuras 66 e 67 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 5.2, com freio falhado nos eixos dianteiro e traseiro respectivamente, com veículo vazio.

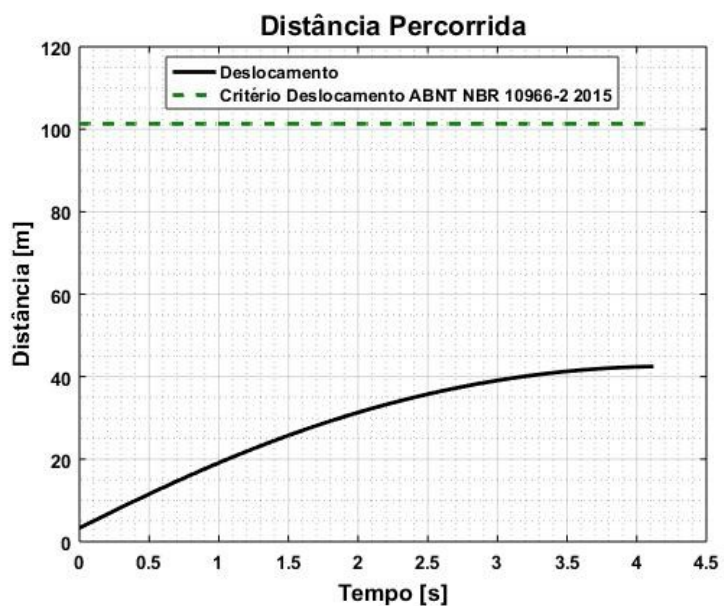
As Figuras 68 e 69 mostram os gráficos de distância de parada para o requisito 5.2, com freio falhado nos eixos dianteiro e traseiro respectivamente, com veículo carregado.

Figura 66 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo vazio.



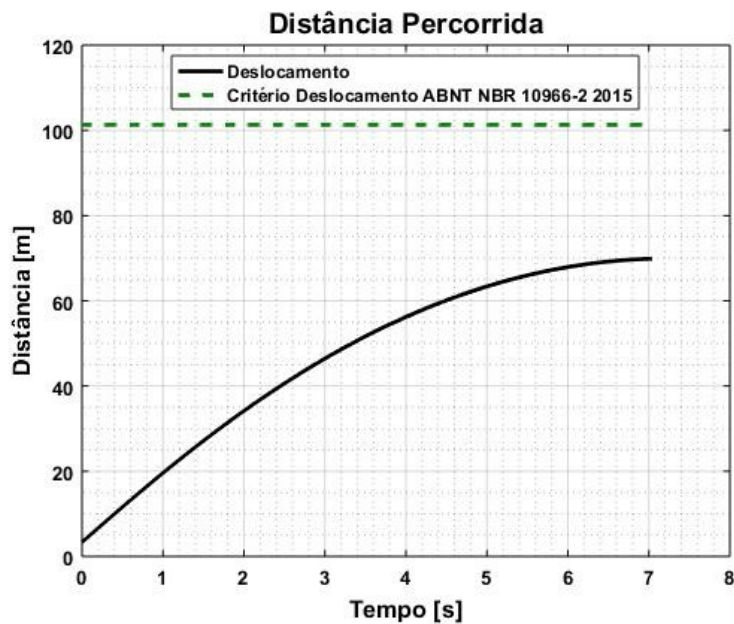
Fonte: Autor.

Figura 67 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo vazio.



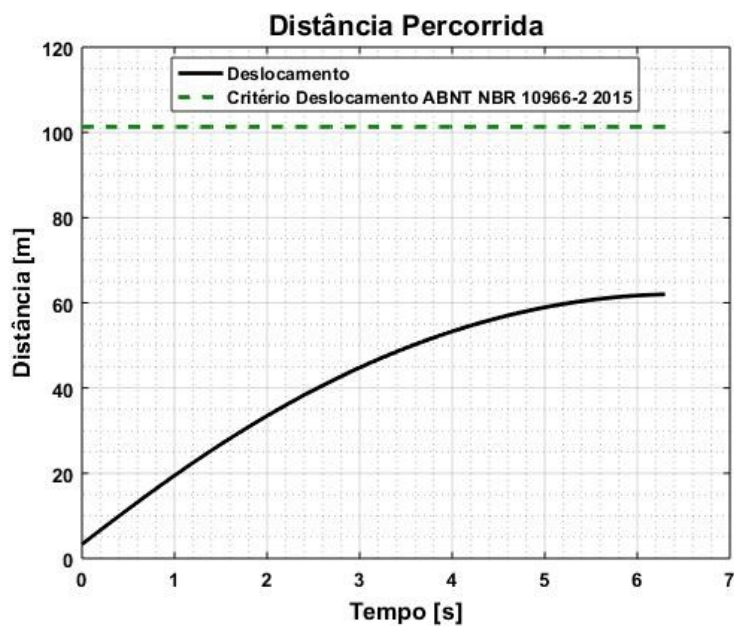
Fonte: Autor.

Figura 68 - Distância de parada com freio falhado no eixo dianteiro e veículo carregado.



Fonte: Autor.

Figura 69 - Distância de parada com freio falhado no eixo traseiro e veículo carregado.



Fonte: Autor.

A Tabela 20 resume as distâncias de parada geradas pela simulação para o requisito 5.2.

Tabela 20 - Distâncias de parada geradas pela simulação para as passagens do requisito 5.2.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Distância de parada - m		Carga
			Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	41.86	vazio
	eixo traseiro falhado	60	100.00	49.31	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	61.15	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	68.92	vazio

Fonte: Autor.

A Tabela 21 resume as desacelerações geradas pela simulação para o requisito 5.2.

Tabela 21 - Desacelerações geradas pela simulação para as passagens do requisito 5.2.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²		Carga
			Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	177.20	vazio
	eixo traseiro falhado	60	100.00	148.00	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	112.40	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	102.00	vazio

Fonte: Autor

As respostas detalhadas nas Tabelas 20 e 21 indicam que os dados obtidos com a simulação estão dentro dos limites especificados pela norma. As distâncias de parada sempre ficaram abaixo do valor limite (100%) e as desacelerações sempre ficaram acima do valor limite (100%).

A Figura 70 mostra o resultado para a análise do requisito 5.3, onde o veículo deve permanecer imobilizado em rampa de 20%.

A resposta gerada pela simulação indica a rampa máxima em que o veículo poderia se manter estacionado, com o freio proposto, para a carga máxima projetada.

Figura 70 - Simulação do freio de estacionamento para a rampa de 20%.

Declive Percentual Máximo

Novos Dados:

Área da Câmara do Freio de Estacionamento:

Dianteiro: Traseiro:

Dados da Interface Principal:

Pressão Aplicada nos Freios (bar):

Alavanca Ajustadora (m): Dianteiro Traseiro

Raio do S Came (m): Dianteiro Traseiro

Raio do Tambor (m): Dianteiro Traseiro

Eficiência do Freio (%): Dianteiro Traseiro

Fator de Freio: Dianteiro Traseiro

Valor Máximo da Aderência do Pneu:

Massa (kg):

Raio Dinâmico do Pneu (m):

Diagrama de uma rampa com o ângulo θ .

Θ 44.3101%

Fonte: Autor.

A resposta detalhada na Figura 70 indica que o veículo, com o sistema de freios proposto, se manteria parado em uma rampa máxima de 44,3%, estando dentro do limite mínimo de 18% de rampa especificado pela norma.

4.3) Correlação entre os ensaios físicos e a simulação virtual

A correlação entre os dados obtidos através dos ensaios físicos e os gerados através da simulação virtual foram feitos de forma direta com o suporte de uma tabela do Microsoft Excel. Os valores encontrados foram comparados diretamente com os limites definidos em cada um dos requisitos descritos no Contran 519/2015.

A Tabela 22 faz uma comparação, para o requisito 4.4.3.1, entre os limites definidos em norma, os resultados atingidos nos ensaios físicos e as respostas obtidas com a simulação virtual, para a distância de parada e a Tabela 23 para a desaceleração.

Tabela 22 - Tabela comparativa de distância de parada, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.3.1.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Distância de parada - m			Carga
			Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	100.00	59.06	80.14	vazio
	65% veloc.máxima	45	100.00	54.15	65.10	vazio
	80% veloc.máxima	70	100.00	59.41	59.88	vazio
	30% veloc.máxima	21	100.00	67.84	98.38	carregado
	65% veloc.máxima	45	100.00	70.27	85.70	carregado
	80% veloc.máxima	70	100.00	72.18	78.55	carregado

Fonte: Autor.

Tabela 23 - Tabela comparativa de desaceleração, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.3.1.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²			Carga
			Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	100.00	174.25	112.00	vazio
	65% veloc.máxima	45	100.00	182.50	178.75	vazio
	80% veloc.máxima	70	100.00	179.75	195.50	vazio
	30% veloc.máxima	21	100.00	129.75	106.00	carregado
	65% veloc.máxima	45	100.00	155.75	129.25	carregado
	80% veloc.máxima	70	100.00	148.25	147.75	carregado

Fonte: Autor.

A Tabela 24 faz uma comparação, para o requisito 4.4.2, entre os limites definidos em norma, os resultados atingidos nos ensaios físicos e as respostas obtidas com a simulação virtual, para a distância de parada e a Tabela 25 para a desaceleração.

Tabela 24 - Tabela comparativa de distância de parada, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.2.

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Distância de parada - m			Carga
			Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.2	60	60	100.00	71.66	72.37	vazio
	60	60	100.00	84.52	94.85	carregado

Fonte: Autor.

Tabela 25 - Tabela comparativa de desaceleração, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 4.4.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²			Carga
		Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	Simulação virtual (%)	
NBR 10966-2 4.4.2	60	100.00	153.60	156.60	vazio
	60	100.00	128.40	118.60	carregado

Fonte: Autor.

A Tabela 26 faz uma comparação, para o requisito 5.2, entre os limites definidos em norma, os resultados atingidos nos ensaios físicos e as respostas obtidas com a simulação virtual, para a distância de parada e a Tabela 27 para a desaceleração.

Tabela 26 - Tabela comparativa de distância de parada, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 5.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Distância de parada - m			Carga	
		Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	Simulação virtual (%)		
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	40.76	41.86	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	45.72	49.31	vazio
	eixo traseiro falhado	60	100.00	63.01	61.15	carregado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	57.75	68.92	carregado

Fonte: Autor.

Tabela 27 - Tabela comparativa de desaceleração, entre os limites de norma, os resultados dos ensaios físicos e as respostas de simulação para o requisito 5.2.

Norma / Item ABNT	Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²			Carga	
		Requisito norma (%)	Ensaio físico (%)	Simulação virtual (%)		
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	165.60	177.20	vazio
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	140.80	148.00	vazio
	eixo traseiro falhado	60	100.00	100.40	112.40	carregado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	110.00	102.00	carregado

Fonte: Autor.

Pelos dados apresentados nas Tabelas 22, 23, 24, 25, 26 e 27 verifica-se que existem diferenças entre as respostas obtidas nos ensaios físicos das geradas na simulação virtual. Esta diferença pode ser explicada pela simplificação do modelo, menor precisão dos dados de entrada, variação da pressão de acionamento dos freios no ensaio físico, tempo de resposta da simulação e variação do coeficiente de atrito da pista de teste.

Além da comparação direta entre as duas informações, a análise relevante é o entendimento quanto ao requisito descrito. As variações realmente existem, algumas respostas ficaram dentro do desvio padrão calculado com os dados obtidos nos ensaios físicos e outras não, mas estão distantes do especificado pela norma quanto aos limites a serem respeitados. Não foi possível estabelecer um padrão entre as diferenças apresentadas dentro dos requisitos estudados, ou seja, desaceleração e distância de parada.

A maior discrepância entre os resultados está na informação do requisito 5.3, que estabelece os limites de rampa onde o veículo, na condição carregado, deve permanecer parado. Apesar da comparação não ser direta entre o ensaio físico e a simulação, pois, no ensaio físico, a resposta é se o veículo permanece ou não parado na rampa definida pela norma enquanto o software indica a máxima rampa que o veículo, na condição proposta de carga máxima, deve trabalhar, a resposta de 44.3% de inclinação de rampa nos parece pouco confiável, sendo ponto a ser avaliado com o desenvolvedor do simulador.

O software possui grande flexibilidade em suas análises. É possível variar os dados mecânicos relativos ao sistema de freios (câmara de freio, ajustador de freio, etc) e as características mecânicas do veículo onde este sistema será aplicado (pneu, entre eixos, motor e transmissão). A Tabela 28 mostra os dados de simulação comparativos entre o veículo ensaiado e uma variação deste com mudança no entre eixos. A variação continua presente, mas dentro dos limites especificados pelo Contran 519/2015.

O maior objetivo deste estudo e da aplicação da simulação virtual é ter o sistema de freios otimizado para a aplicação de carga do veículo a ser analisado com um nível de segurança e confiança adequados para a liberação deste para os ensaios físicos e sua conseqüente homologação. A perda de um ensaio completo acaba sendo muito onerosa pois, além da necessidade de novas análises do projeto pela engenharia com horas de projeto para modificar o sistema, comprar novos componentes e refazer o ensaio, tem a perda do prazo da liberação técnica do projeto como um todo o que causa grande prejuízo, muitas vezes não quantificável, para toda a organização.

Tabela 28 - Tabela comparativa dos dados obtidos nas simulações virtuais entre o veículo ensaiado e uma variante hipotética com mudança no seu entre eixos (veículo modificado).

Norma / Item ABNT		Velocidade - km/h	Desaceleração - m/s ²		Distância parada - m		Carga	Veículo
			Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)	Requisito norma (%)	Simulação virtual (%)		
NBR 10966-2 4.4.3.1	30% veloc.máxima	21	100.00	112.00	100.00	80.14	vazio	ensaiado
	30% veloc.máxima	21	100.00	105.00	100.00	85.27	vazio	modificado
	65% veloc.máxima	45	100.00	178.75	100.00	65.10	vazio	ensaiado
	65% veloc.máxima	45	100.00	160.75	100.00	70.95	vazio	modificado
	80% veloc.máxima	70	100.00	195.50	100.00	59.88	vazio	ensaiado
	80% veloc.máxima	70	100.00	188.00	100.00	63.67	vazio	modificado
NBR 10966-2 4.4.2	normal	60	100.00	156.60	100.00	72.37	vazio	ensaiado
	normal	60	100.00	152.60	100.00	76.62	vazio	modificado
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	177.20	100.00	41.89	vazio	ensaiado
	eixo traseiro falhado	60	100.00	152.80	100.00	47.08	vazio	modificado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	148.00	100.00	49.31	vazio	ensaiado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	141.60	100.00	52.38	vazio	modificado
NBR 10966-2 4.4.3.1	normal 30% veloc.máxima	21	100.00	106.00	100.00	98.38	carregado	ensaiado
	normal 30% veloc.máxima	21	100.00	115.00	100.00	92.84	carregado	modificado
	normal 65% veloc.máxima	45	100.00	129.25	100.00	85.70	carregado	ensaiado
	normal 65% veloc.máxima	45	100.00	140.50	100.00	79.51	carregado	modificado
	normal 80% veloc.máxima	70	100.00	147.75	100.00	78.55	carregado	ensaiado
	normal 80% veloc.máxima	70	100.00	162.25	100.00	72.27	carregado	modificado
NBR 10966-2 4.4.2	normal	60	100.00	118.60	100.00	94.85	carregado	ensaiado
	normal	60	100.00	132.00	100.00	86.73	carregado	modificado
NBR 10966-2 5.2	eixo traseiro falhado	60	100.00	112.40	100.00	61.15	carregado	ensaiado
	eixo traseiro falhado	60	100.00	128.00	100.00	54.80	carregado	modificado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	102.00	100.00	68.92	carregado	ensaiado
	eixo dianteiro falhado	60	100.00	116.80	100.00	61.67	carregado	modificado

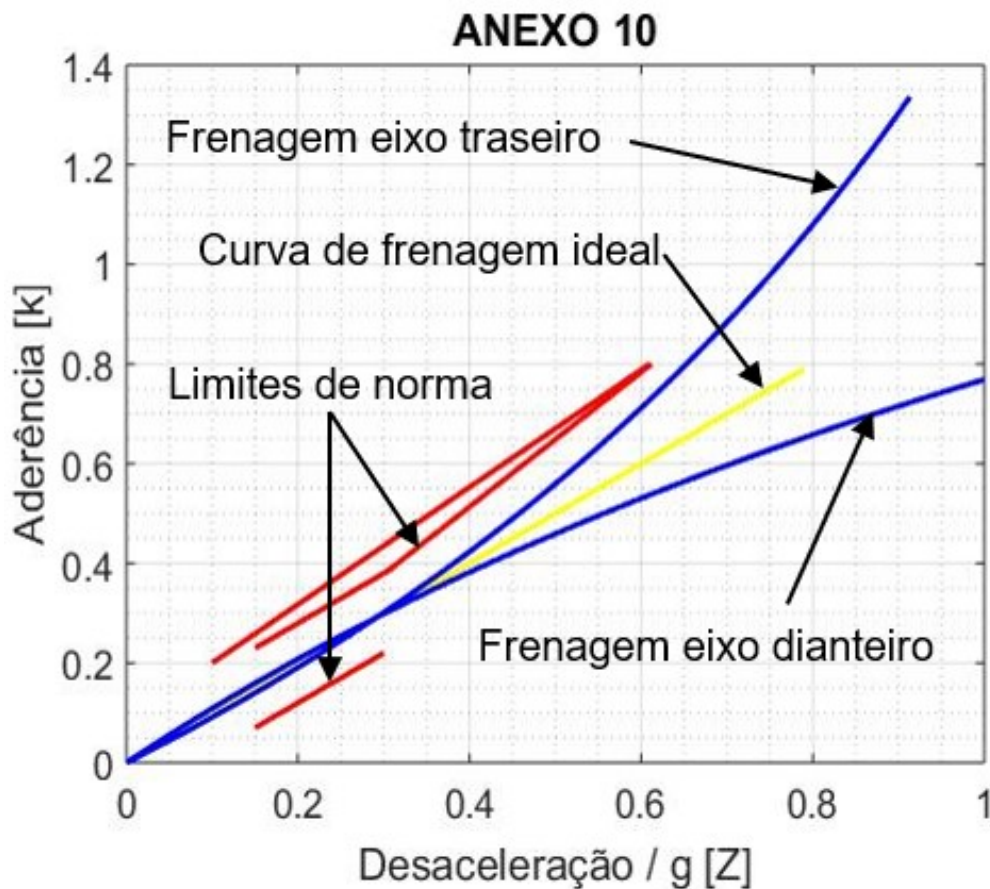
Fonte: Autor.

A Tabela 28 mostra coerência nos valores apresentados. Na condição vazio, o veículo com entre eixos maior é 17,6% mais pesado que o de entre eixos menor, apresentando, com os mesmos dados de entrada (pressão de frenagem e velocidade inicial de frenagem) distâncias de parada maiores. Na condição carregado, em função da maior transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro no veículo de entre eixos menor, as respostas de distância de parada são maiores que no veículo de entre eixos maior.

Além dos dados objetivos obtidos como resposta e com o intuito de termos bastante confiança na robustez do sistema de freios a ser trabalhado, o software traça a curva de distribuição de frenagem conforme o anexo 7 da ABNT NBR 10966 (anexo 10 ECE-R13) nas condições de veículo vazio, ilustrado na Figura 71, e carregado, ilustrado na Figura 72. Este gráfico traz a distribuição de frenagem do veículo indicando as máximas desacelerações (g) que o sistema proposto atinge para cada

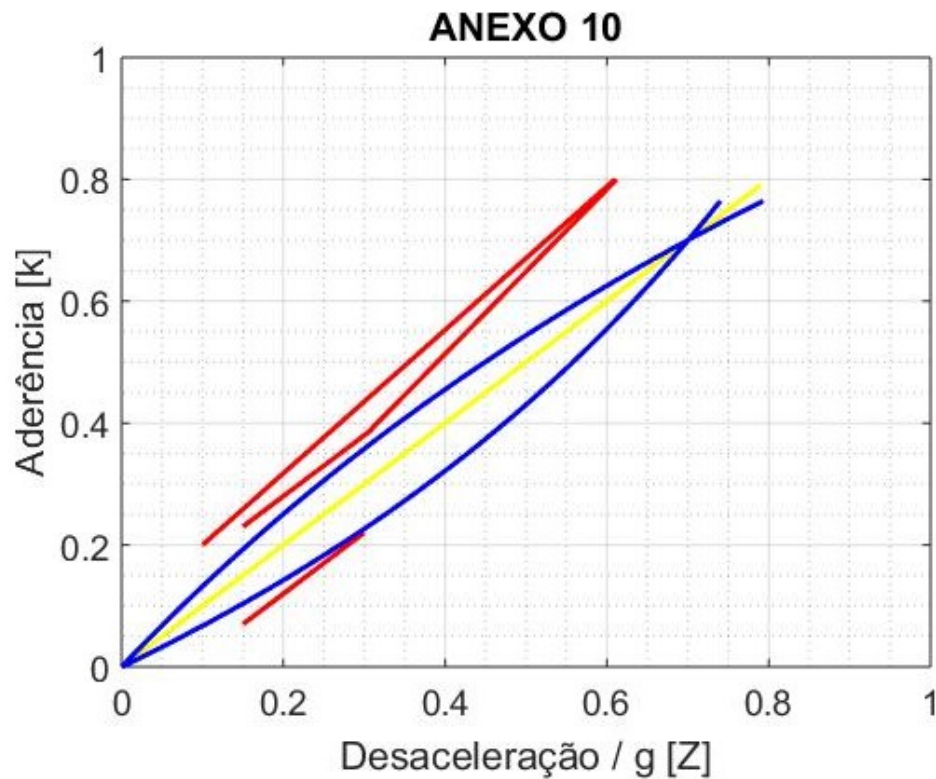
uma das condições de aderência do pneu com o pavimento, para os eixos dianteiro e traseiro. As “curvas” em vermelho indicam os limites de norma que devem ser respeitados para homologação do veículo quando do desenvolvimento de um novo sistema de freios. O cruzamento desta indica necessidade de mudança no sistema de freios proposto, seja nos componentes do conjunto freio de roda ou em válvulas aplicadas no sistema pneumático. A “reta” amarela indica a “curva” ideal de frenagem enquanto as em azul as “curvas” para os eixos dianteiro e traseiro. Quanto mais próximas as “curvas” que representam os eixos ficarem da “reta” ótima, melhor distribuída será a força de frenagem entre os eixos. Como exemplo, para a condição de veículo vazio, o limite de desaceleração para uma aderência limite de 0,6g seria, para o eixo traseiro, em torno de 0,52g e, para o eixo dianteiro, na mesma condição, em torno de 0,73g.

Figura 71 - Curva de distribuição de frenagem na condição de veículo vazio.



Fonte: Autor.

Figura 72 - Curva de distribuição de frenagem na condição de veículo carregado.



Fonte: Autor.

4.3.1) Regressão linear múltipla

O resultado da Regressão Linear Múltipla, para um nível de confiança de 95% para a distância de parada, é mostrado na Tabela 29, para o eixo dianteiro do veículo, e na Tabela 30, para o eixo traseiro. O valor-p é menor que 0,05 em ambos os eixos para as três variáveis indicadas, ou seja, fator de freio, câmara de freio e ajustador de freio, mostrando que as 3 variáveis são significativas para a resposta de distância de parada. As três variáveis juntas explicam 99,4% de influência sobre o eixo dianteiro e 99,7% sobre o eixo traseiro para a variável distância de parada, como indicado pelo R^2 .

Tabela 29 - Resultado da regressão linear múltipla para a distância de parada / eixo dianteiro.

Eixo dianteiro

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0.997008041
R-Quadrado	0.994025033
R-quadrado ajustado	0.99324569
Erro padrão	0.106039066
Observações	27

	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>
Interseção	43.12259259	0.620671869	69.47727894	3.09779E-28
BF	-4.5	0.357052106	-12.60320251	8.25393E-12
Câmara	-0.351388889	0.006248412	-56.23651208	3.89997E-26
Aj	-1.123333333	0.049987295	-22.47237696	3.75619E-17

Fonte: Autor.

Tabela 30 - Resultado da regressão linear múltipla para a distância de parada / eixo traseiro.

Eixo traseiro

<i>Estatística de regressão</i>	
R múltiplo	0.998888319
R-Quadrado	0.997777874
R-quadrado ajustado	0.997488031
Erro padrão	0.053256285
Observações	27

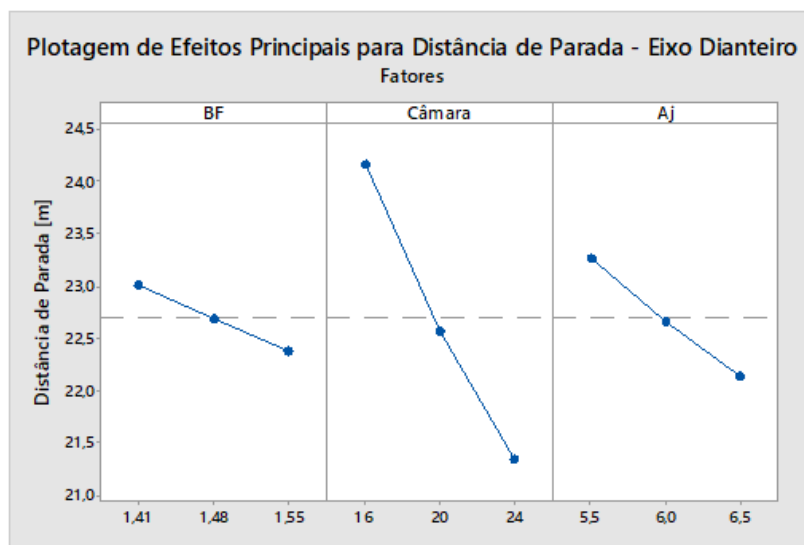
	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>
Interseção	39.25674603	0.311721701	125.935236	3.68037E-34
BF	-3.841269841	0.179323239	-21.42092604	1.07754E-16
Câmara	-0.288472222	0.003138157	-91.92409788	5.06196E-31
Aj	-0.945555556	0.025105253	-37.66365301	3.57186E-22

Fonte: Autor.

Uma outra maneira de visualizar esta relação é através da plotagem de efeitos principais, gerado no software Minitab 17. As Figuras 73 (eixo dianteiro) e 74 (eixo traseiro) mostram, em termos gráficos, que, para a variável distância de parada, as três variáveis independentes são significativas para provocar alterações na variável resposta. Ainda é possível identificar, pelos gráficos gerados, que a variável independente que possui maior influência sobre a resposta é a câmara de freio.

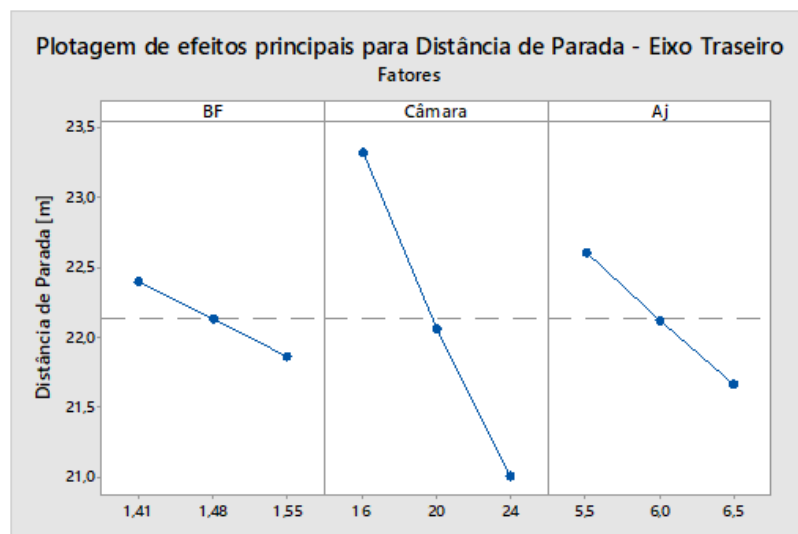
Todos os dados trabalhados nesta análise foram gerados pelo software de simulação virtual e a Tabela 31 mostra as variações de distância de parada com as diferentes combinações dos componentes de freio (câmara de freio, ajustador de freio e fator de freio). Isto mostra que se pode, através da análise estatística e utilizando as informações por ela geradas, entender de maneira clara onde o sistema pode ser modificado caso o veículo não seja aprovado em algum dos requisitos descritos pela Resolução Contran 519/2015.

Figura 73 - Plotagem de efeitos principais para a distância de parada / eixo dianteiro.



Fonte: Autor.

Figura 74 - Plotagem de efeitos principais para a distância de parada / eixo traseiro.



Fonte: Autor.

Tabela 31 - Tabela de dados de distância e parada com diferentes combinações de fator de freio, câmara e ajustador de freio.

Eixo dianteiro				Eixo traseiro			
Distância de parada - m	Fator de freio	Câmara de Freio - pol ²	Ajustador de freio - pol	Distância de parada - m	Fator de freio	Câmara de Freio - pol ²	Ajustador de freio - pol
25.08	1.41	16	5.5	24.03	1.41	16	5.5
24.76	1.48	16	5.5	23.77	1.48	16	5.5
24.43	1.55	16	5.5	23.53	1.55	16	5.5
23.5	1.41	20	5.5	22.8	1.41	20	5.5
23.17	1.48	20	5.5	22.54	1.48	20	5.5
22.83	1.55	20	5.5	22.28	1.55	20	5.5
22.2	1.41	24	5.5	21.78	1.41	24	5.5
21.88	1.48	24	5.5	21.5	1.48	24	5.5
21.57	1.55	24	5.5	21.23	1.55	24	5.5
24.49	1.41	16	6	23.57	1.41	16	6
24.14	1.48	16	6	23.3	1.48	16	6
23.82	1.55	16	6	23.05	1.55	16	6
22.88	1.41	20	6	22.32	1.41	20	6
22.54	1.48	20	6	22.05	1.48	20	6
22.22	1.55	20	6	21.79	1.55	20	6
21.61	1.41	24	6	21.28	1.41	24	6
21.3	1.48	24	6	20.99	1.48	24	6
21.03	1.55	24	6	20.72	1.55	24	6
23.92	1.41	16	6.5	23.13	1.41	16	6.5
23.58	1.48	16	6.5	22.86	1.48	16	6.5
23.25	1.55	16	6.5	22.6	1.55	16	6.5
22.31	1.41	20	6.5	21.88	1.41	20	6.5
21.99	1.48	20	6.5	21.59	1.48	20	6.5
21.68	1.55	20	6.5	21.32	1.55	20	6.5
21.12	1.41	24	6.5	20.81	1.41	24	6.5
20.85	1.48	24	6.5	20.52	1.48	24	6.5
20.61	1.55	24	6.5	20.24	1.55	24	6.5

Fonte: Autor.

4.3.2) Fatores que influenciam as respostas do sistema de freio

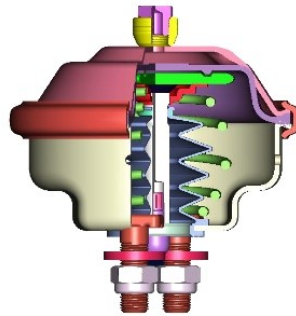
O software de simulação virtual pode ser utilizado como ferramenta de projeto para se avaliar o efeito de modificações sobre o sistema de freio antes de serem implementadas. Isto traz grande flexibilidade e poder de otimização do sistema, evitando componentes superdimensionados e gastos desnecessários. Conforme indicado pela Plotagem de Efeitos Principais nas Figuras 73 e 74, é possível entender, de maneira prematura, a influência de alguns componentes sobre o desempenho do sistema. Tomando-se esta análise como referência é possível seguir para os ensaios

físicos com o projeto mais adequado para o veículo que está sendo trabalhado. Abaixo são detalhados os componentes que exercem as maiores influências.

4.3.2.1) Influência da modificação da câmara de freio

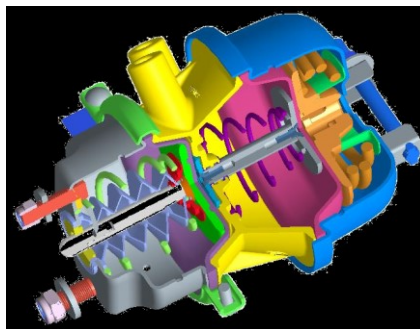
A Câmara de freio transforma a pressão do ar em força e, através do ajustador de freio, aciona as sapatas de freio. A Figura 75 mostra a câmara de freio de serviço, muito utilizada nos eixos dianteiros, e a figura 76 mostra a câmara de freio combinada com serviço e estacionamento, esta utilizada nos eixos traseiros.

Figura 75 - Câmara de freio de serviço.



Fonte: Empresas Randon / Master – divisão autopeças.

Figura 76 - Câmara de freio de serviço combinada com estacionamento.



Fonte: Empresas Randon / Master – divisão autopeças.

Os tamanhos mais comumente utilizados são 16", 20" e 24" para as de serviço e 16"/24", 20"/30", 24"/30" e 30"/30" para as combinadas. Esta definição será dada conforme a especificação técnica do veículo a ser desenvolvido.

As curvas das câmaras de 16", 20" e 24", utilizadas nesta análise, estão detalhadas nas Figuras 77, 78 e 79 respectivamente.

Por elas é possível verificar a grande variação das forças de saída para uma mesma pressão de acionamento e entender a grande influência gerada por este componente na resposta apresentada pelos gráficos de Plotagem de Efeitos Principais.

A Tabela 31, antes mostrada, detalha as variações de distância de parada com diferentes combinações de câmaras de freio.

4.3.2.2) Influência da modificação do ajustador de freio

O ajustador de freio é responsável por transformar a força gerada pela câmara de freio em movimento torcional do eixo S para atuar as sapatas de freio. A Figura 80 ilustra sua montagem.

A variação deste componente se dá no comprimento de sua haste, cuja influência é direta no torque disponível pelo conjunto freio, e no pistão interno de regulagem, para adequação de folga (e agressividade no sentimento (*feeling*) de acionamento dos freios) entre material de atrito e tambor (conforme aplicação do veículo onde este for instalado). A Figura 81 detalha o ajustador de freio com as cores mais usuais de pistões internos e a Tabela 32 os comprimentos.

Figura 77 - Curva da câmara de serviço de 16".

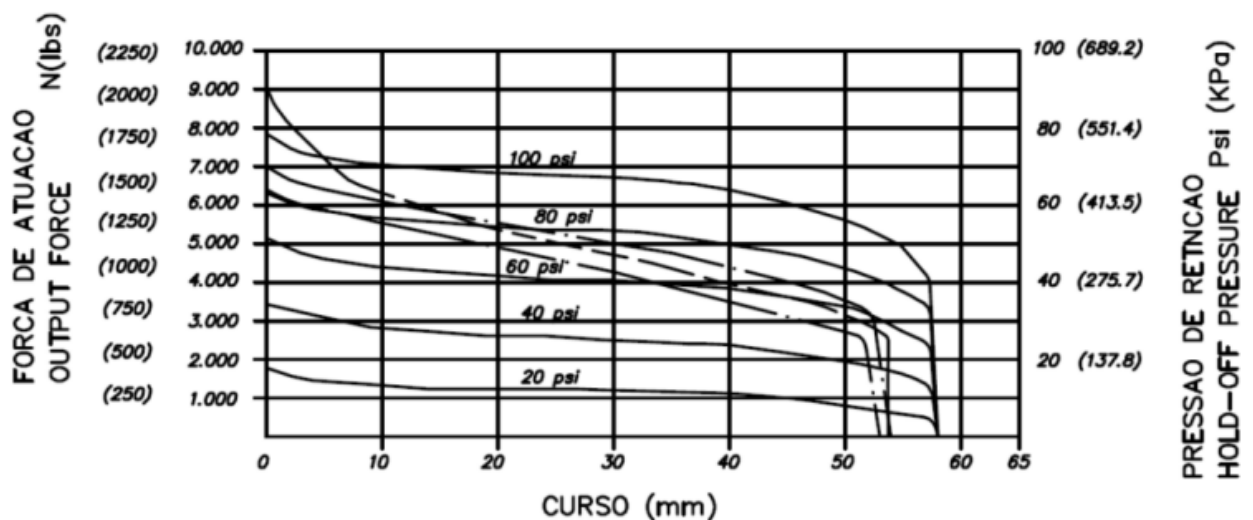
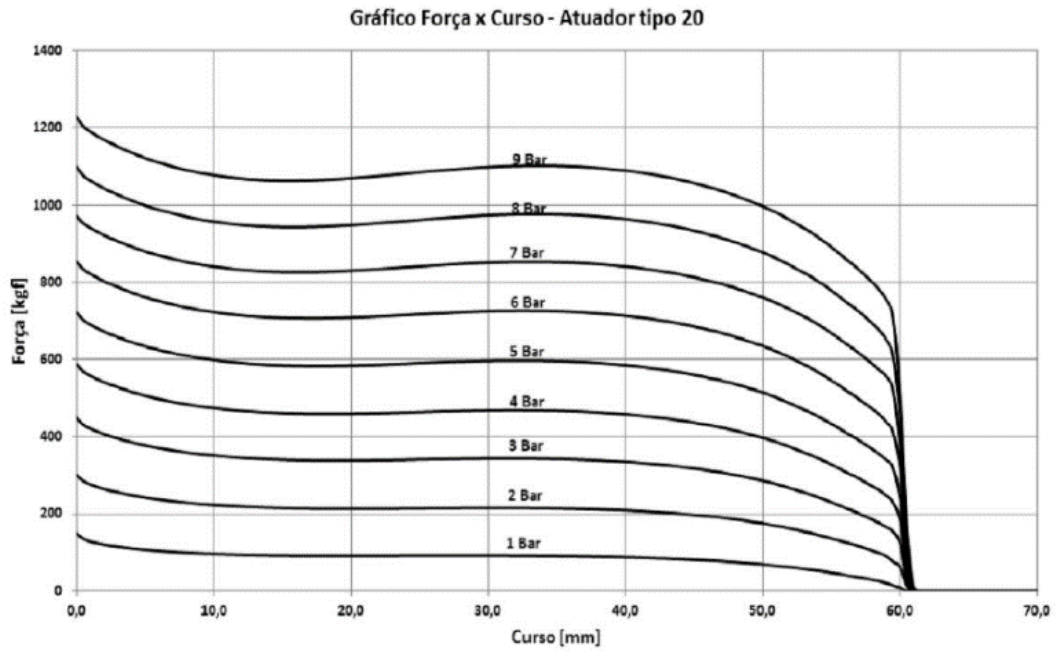
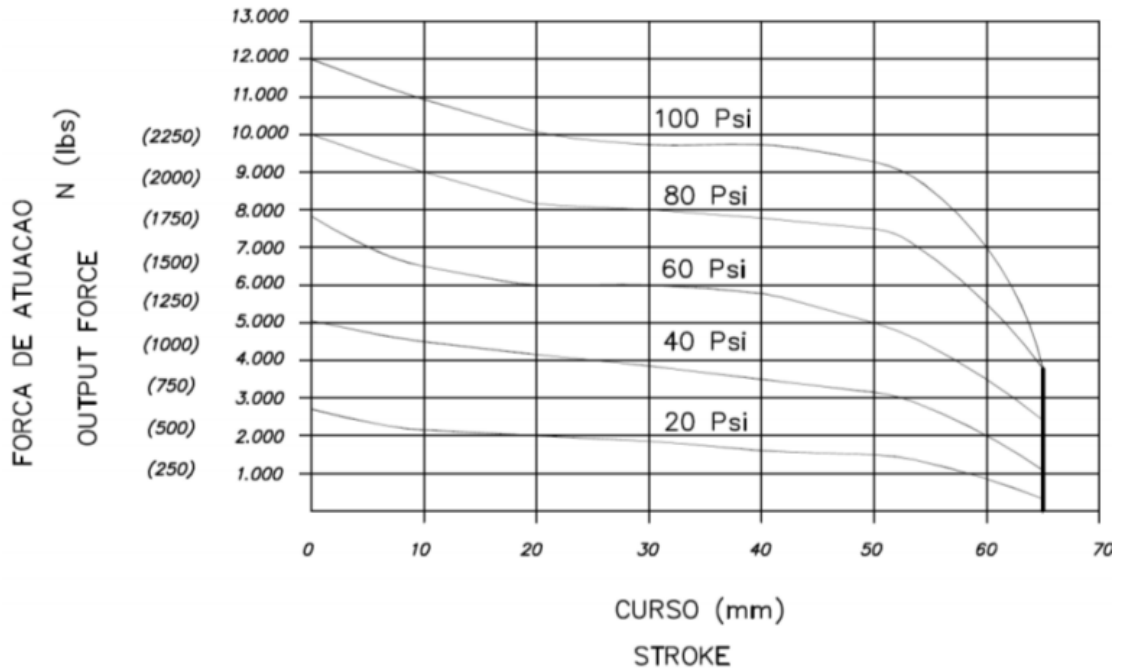


Figura 78 - Curva da câmara de serviço de 20”.



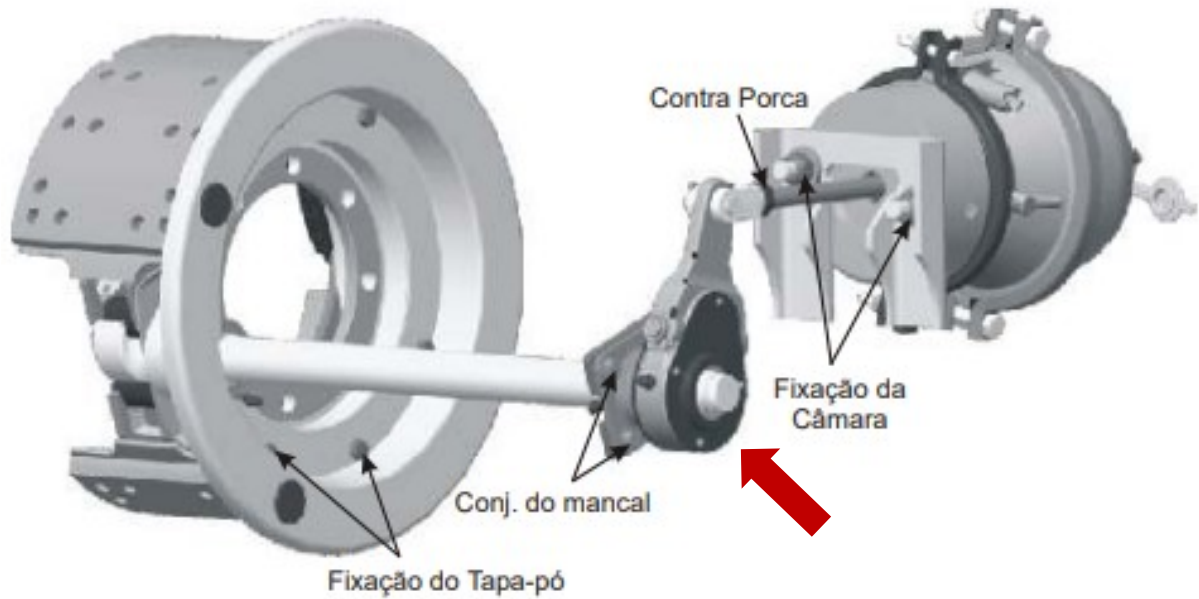
Fonte: Empresas Randon / Master – divisão autopeças.

Figura 79 - Curva da câmara de serviço de 24”.



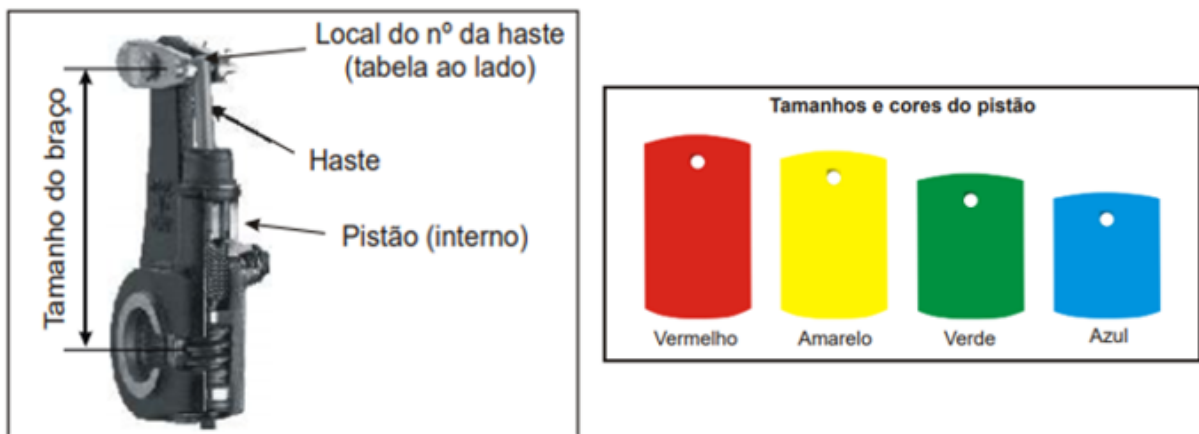
Fonte: Empresas Randon / Master – divisão autopeças.

Figura 80 - Freio completo indicando a montagem do ajustador de freio.



Fonte: Manual de manutenção 10ª edição - Empresas Randon / Master – divisão autopeças

Figura 81 - Ajustador de freio com as diferentes cores dos pistões internos de regulagem.



Fonte: Manual de manutenção 10ª edição - Empresas Randon / Master – divisão autopeças

Quanto menor for o pistão, maior será a folga entre o material de atrito e o tambor e quanto maior for o pistão menor será a folga entre o material de atrito e o tambor.

Tabela 32 - Ajustador de freio com os diferentes comprimentos.

Tamanho do braço do ajustador	Número da haste
5,0"	6
5,5"	7
6,0"	8
6,5"	9

Fonte: Manual de manutenção 10ª edição - Empresas Randon / Master – divisão autopeças

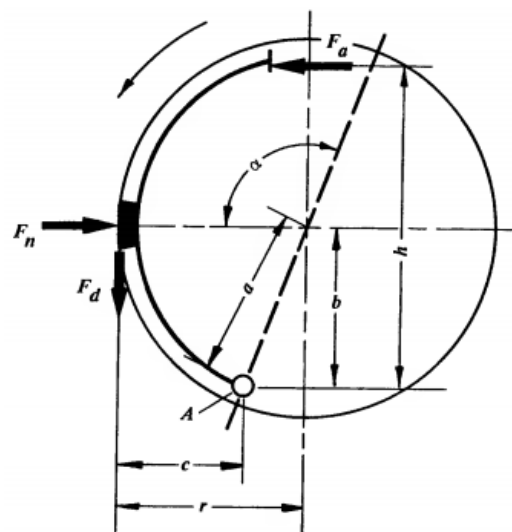
A Tabela 31, antes mostrada, detalha as variações de distância de parada com diferentes combinações de ajustadores de freio.

4.3.2.3) Influência da modificação do fator de freio

O fator de freio é a relação entre a força aplicada no eixo excêntrico (eixo S), em uma das sapatas, e a força gerada no contato entre o material de atrito e o tambor. É um indicador da capacidade do freio em gerar torque com diferentes pares de material de atrito e tambor (LIMPERT, 1999). A Figura 82 ilustra esta relação e a equação 4.3 as variáveis.

O fator de freio é uma variável influenciada pela geometria do sistema de freio e pelo coeficiente de atrito entre o material de atrito e o tambor.

Figura 82 - Relação do fator de freio.



Fonte: LIMPERT, 1999.

$$BF = \frac{F_a}{F_d} \quad (4.3)$$

Onde:

Fa – Força aplicada no eixo S

Fd – Força gerada no contato entre o material de atrito e o tambor

BF – Fator de freio

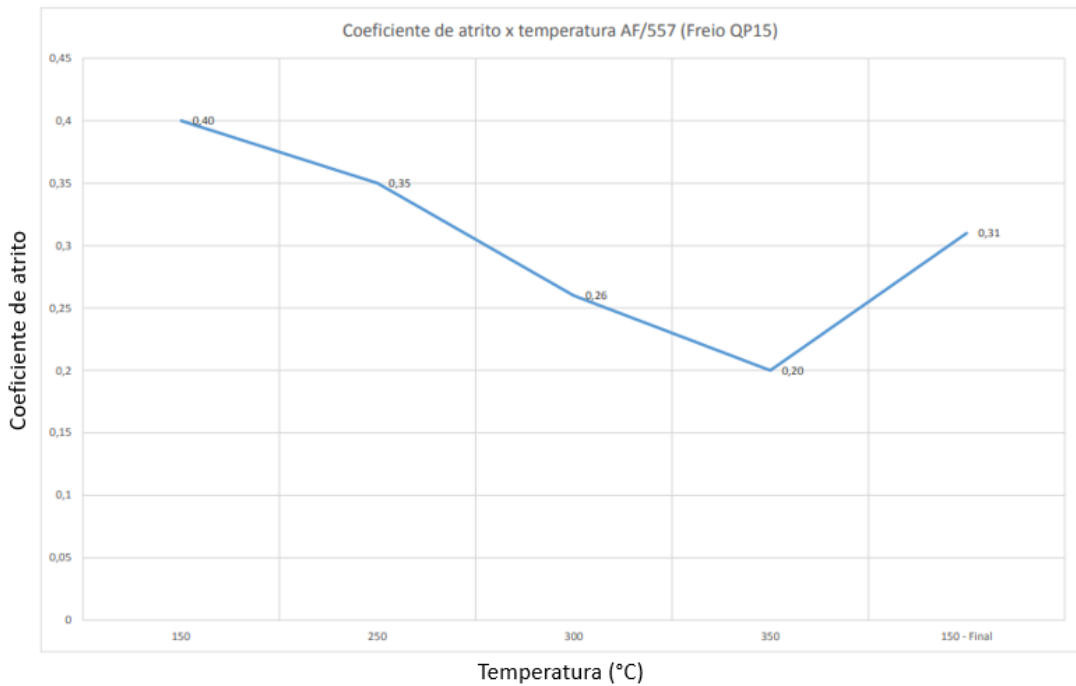
O gráfico mostrado na Figura 83 é resultado de uma avaliação em bancada onde tem-se a variação do coeficiente de atrito do material de atrito com a variação da temperatura de trabalho do sistema de freio.

A primeira etapa seguida é o assentamento do material de atrito para fazer com que o contato entre sua superfície e a do seu par seja de, no mínimo, 85%. Na sequência são feitas 60 aplicações de freio nas temperaturas de 150 °C, 250 °C, 300 °C e 350 °C. É possível observar que o coeficiente de atrito, para o material de atrito especificado para o veículo ensaiado, cai conforme a temperatura de trabalho do sistema aumenta. Todas as etapas possuem pressão e desaceleração mínimas definidas e o ensaio é feito com um único material de atrito. Após a conclusão destas o sistema é resfriado a 150 °C e são feitas novas aplicações. É possível observar que o coeficiente de atrito aumenta novamente, mas não atinge os mesmos valores observados, na mesma temperatura, no início do ensaio, em virtude do nível de degradação a que este material de atrito foi submetido. Este procedimento faz parte do plano de teste dos fornecedores dos sistemas de freios.

Em cada um dos ciclos de temperatura também são verificados, conforme a Figura 84, a perda de massa do material de atrito. É possível observar que, para o material de atrito especificado para o veículo ensaiado, a perda de massa aumenta conforme a temperatura de trabalho do sistema aumenta. Na fase final, no segundo ciclo de ensaios a 150°C, a perda de massa, se comparado com a análise inicial na mesma temperatura, é maior devido a degradação a que o material de atrito foi submetido.

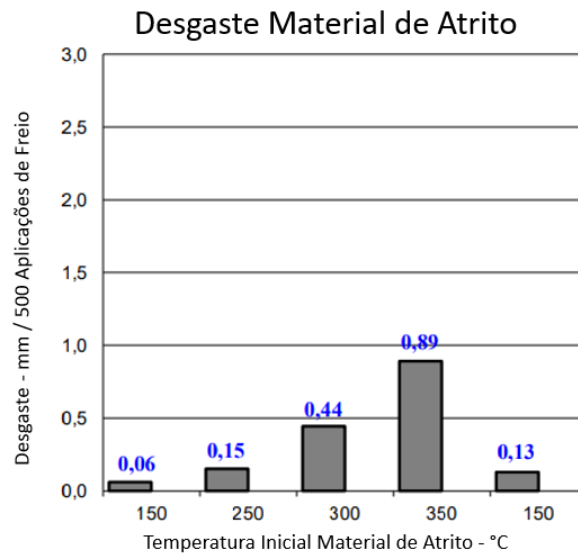
Com isso é possível entender o seu comportamento em cada uma das faixas de temperatura e, com isso, desenvolver e otimizar materiais de atrito específicos para as diferentes aplicações. Este procedimento faz parte do plano de teste dos fornecedores dos sistemas de freios.

Figura 83 - Curva do coeficiente de atrito versus temperatura.



Fonte: Empresas Randon / Master – divisão autopeças.

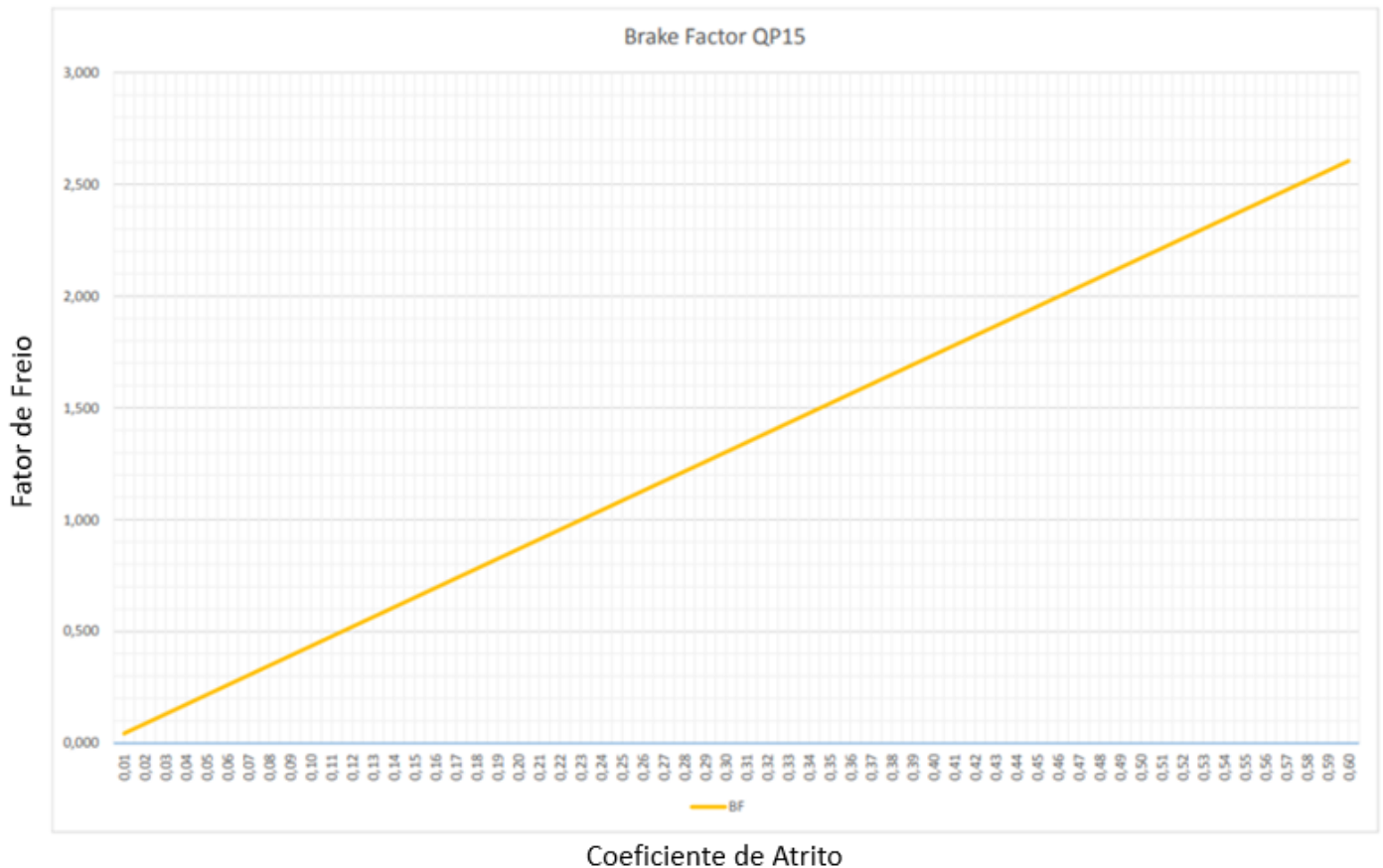
Figura 84 - Desgaste material de atrito.



Fonte: Empresas Randon / Master – divisão autopeças.

A Figura 85 mostra o gráfico de variação do fator de freio, para o sistema de freio aplicado, com a variação do coeficiente de atrito entre o material de atrito e o tambor. Este é definido de forma analítica a partir da medição dos coeficientes de atrito do material de atrito.

Figura 85 - Curva do Fator de Freio versus coeficiente de atrito.



Fonte: Empresas Randon / Master – divisão autopeças.

A Tabela 31, antes mostrada, detalha as variações de distância de parada com diferentes combinações de fatores de freio.

No Apêndice A estão mostrados os resultados dos cálculos de média e desvio padrão, gerados através do Minitab, para a distância de parada e desaceleração, para os requisitos do Contran 519/2015 avaliados neste estudo.

5) Conclusões

5.1) Conclusões

Os ensaios físicos foram realizados, conforme os requisitos definidos para serem verificados neste estudo, e descritos na ABNT NBR 10966 e seus anexos. O veículo cumpriu com todos os limites estabelecidos pela norma conforme Tabelas 8, 9, 11, 12, 14 e 15 e Figuras 56 e 57.

Na sequência seguiu-se com as análises virtuais dentro de quatro requisitos de desempenho estabelecidos, avaliando a distância de parada e desaceleração, considerando a pista de alta aderência, veículo nas condições carregado e vazio, freio em modo de funcionamento normal e falhado e com transmissão acoplada e desacoplada. Os resultados das simulações mostraram que todos estão dentro dos limites descritos pela norma conforme Tabelas 16, 17, 18, 19, 20 e 21 e Figura 70.

A correlação entre os resultados obtidos com os ensaios físicos e com as simulações indicaram diferenças. Estas podem ser explicadas pela simplificação do modelo de simulação, menor precisão dos dados de entrada, tempo de resposta da simulação, variação da pressão de acionamento do sistema de freios nos ensaios físicos e variações do coeficiente de atrito da pista de alta aderência nos ensaios físicos. Algumas das respostas apresentadas pela simulação ficaram fora do desvio padrão calculado com os dados obtidos nos ensaios físicos, mas todos ficaram dentro dos limites estabelecidos pela norma conforme Tabelas 22, 23, 24, 25, 26 e 27.

A maior discrepância entre os resultados está na informação do requisito 5.3, que estabelece os limites de rampa onde o veículo, na condição carregado, deve permanecer parado. Apesar da comparação não ser direta entre o ensaio físico e a simulação, pois no ensaio físico a resposta que temos é se o veículo permanece ou não parado na rampa definida pela norma enquanto o software indica a máxima rampa que o veículo, na condição proposta de carga máxima, deve trabalhar, a resposta de 44.3% de inclinação de rampa nos parece pouco confiável, sendo ponto a ser avaliado com o desenvolvedor do simulador posteriormente.

Através da Análise Linear Múltipla e da Plotagem de Efeitos Principais foi possível verificar a influência de diferentes variáveis independentes, como câmara de freio, ajustador de freio e fator de freio na variável dependente, ou seja, a distância de parada, para os eixos dianteiro e traseiro e qual destas variáveis exerceu maior influência, conforme Tabelas 29, 30 e 31 e Figuras 73 e 74.

Com base em todas as análises seguidas é possível entender que o software proposto pode ser utilizado como uma ferramenta de projeto, não considerando somente os resultados diretamente apresentados, mas também devido a sua flexibilidade, pois abre a possibilidade de se modificar diferentes características mecânicas do sistema de freios e do veículo e entender, de maneira rápida e eficaz e sem a necessidade de ensaios físicos, a variação das respostas, fazendo com este seja o mais otimizado possível e, desta maneira, garantindo a devida competitividade junto aos fornecedores e concorrência. As Tabelas 28 e 31 mostram as respostas das simulações variando-se diferentes grandezas e nos ajudando neste entendimento.

5.2) Trabalhos futuros

Devido aos altos custos apresentados o desenvolvimento da ferramenta de simulação foi iniciado como um trabalho piloto, com a base do simulador bem simples, aplicado somente a veículos de 2 eixos (tração 4x2) e sistema de freio com atuação pneumática.

Como as respostas apresentadas foram positivas, o simulador será desenvolvido para ficar mais completo e complexo e ter a sua função estendida para as demais categorias de veículos com freios pneumáticos. As configurações tratativas 6x2 e 6x4 serão desenvolvidas e, em breve, poderão ser utilizadas para este tipo de análise. Na sequência, as configurações tratativas 8x2 e 8x4 também serão desenvolvidas no software. Após a conclusão destes desenvolvimentos, será iniciado o mesmo trabalho para os veículos com a atuação hidráulica dos freios.

5.3) Referências bibliográficas

ABNT NBR 10966: Veículos rodoviários automotores – Sistema de freio.

ABNT NBR 10966 – 1: Disposições uniformes relativas à aprovação quanto à frenagem para veículos das categorias M, N e O. ABNT, 2013;

ABNT NBR 10966 – 2: Ensaio de frenagem e desempenho para veículos das categorias M, N e O. ABNT, 2013;

ABNT NBR 10966 – 3: Procedimentos de medição de tempo de resposta em veículos equipados com sistemas de freio pneumático das categorias M, N e O. ABNT, 2013;

ABNT NBR 10966 – 4: Disposições relativas às fontes de energia e dispositivos de armazenamento de energia (reservatórios de energia) para veículos das categorias M, N e O. ABNT, 2013;

ABNT NBR 10966 – 5: Prescrições relativas às condições específicas para sistemas de freio de mola acumuladora (*Spring brake*) para veículos das categorias M, N e O. ABNT, 2013;

ABNT NBR 10966 – 6: Requisitos de ensaio para veículos das categorias M, N e O equipados com sistema antitravamento. ABNT, 2013;

ABNT NBR 10966 – 7: Distribuição de frenagem entre os eixos e requisitos de compatibilidade entre os veículos tratores e rebocados das categorias M, N e O. ABNT, 2013;

ABNT NBR 13776: Veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados – Classificação. ABNT, 2006;

ABNT NBR 6067: Veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados – classificação, terminologia e definições. ABNT, 2007;

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. Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2016. Dissertação, 133 p.;

BOSCH, Automotive Handbook – SAE International. 8a edição. Robert Bosch GmbH, 2011. 1265 p.;

CANALE, A. C. Automobilística – Dinâmica e desempenho. Livros Érica Editora LTDA. 1989. 125 p.;

CARVALHO M. S., G. Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo Fórmula SAE. Escola Politécnica – UFRJ. Rio de Janeiro, 2014. Projeto de graduação, 150 p.;

DIULGHEROGLO, P. A. Fundamentos de Freios e seus componentes. Apostila do curso SAE. São Paulo, 2008. Apostila, 206p.;

ECE-R13 - Regulamento nº13 da Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa (UNECE) — Disposições uniformes relativas à homologação de veículos das categorias M, N e O no que se refere à travagem. Jornal Oficial da União Europeia. 2010;

EGER, A. Simulação e análise do desempenho longitudinal veicular sob condições dinâmicas trativas. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2007. Dissertação, 185 p.;

GARDINALLI, G.J. Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freio hidráulicos e ABS. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 2005. Trabalho de conclusão de curso, 112 p.;

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of vehicle dynamics. SAE. 1992. 495 p.;

GIORIA, G. S. Influência da utilização do ABS na segurança veicular baseada na eficiência de frenagem e na probabilidade de travamento de roda. EESC/USP. São Carlos, 2008. Dissertação, 146 p.;

GRADELA, F. B., Identificação das falhas utilizando FMEA no sistema de freios de carros de competição *on road* – Fórmula SAE. EESC/USP. São Carlos. 2013. Trabalho de conclusão de curso, 94 p.;

INFANTINI, M. B. Variáveis de desempenho dos sistemas de freio. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2008. Dissertação, 88 p.;

KALTENBACH, P. R. Projeto CHRONOS – Desenvolvimento e aplicação de um sistema de freios automotivo. UNESP – Faculdade de Engenharia do Campus Guaratinguetá. Guaratinguetá, 2013. Trabalho de graduação, 84 p.;

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

LOBÃO, E. C.; PORTO, A. J. V. Evolução das Técnicas de Simulação. EESC/USP. Rio de Janeiro: ABEPRO, 1999. Artigo, 9p.;

Manual de Manutenção 10ª edição - Empresas Randon / Master – divisão autopeças;

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 York: John Wiley & Sons, Inc. 2001. 699 p.;

MULLER, M. B.; Proposta de uma metodologia para desenvolvimento de novo fornecedor de freios traseiros a tambor para veículos já em produção. Escola Politécnica – USP. São Paulo, 2009. Trabalho de conclusão de curso, 86 p.;

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. Artigo, 16 p.;

RÊGO, T. F. U. Validação de metodologia de otimização de conforto em simulador de suspensão veicular com coeficiente de amortecimento variável. PUC Minas. Belo Horizonte, 2011. Tese, 160 p.;

Resolução Contran Nº 290. 29 de Agosto de 2008. Disciplina a inscrição de pesos e capacidades em veículos de tração, de carga e de transporte coletivo de passageiros, de acordo com os artigos 117, 230-XXI, 231-V e X, do Código de Trânsito Brasileiro;

SILVA, J. C. S; GUTIERREZ, J. C. H. Brake system regulation in Brazil: An update about resolutions and statistics related to the theme and the scenario for ESC. SAE paper 2017-36-0021. Artigo, 7 p.;

VIVEROS, H. P. Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulação em MATLAB/SIMULINK. EESC/USP. São Carlos, 2010. Dissertação, 103 p.;

www.educacao.cc. Acessado em 27/12/2019.

Apêndice A – Cálculo da média e desvio padrão para os requisitos do Contran 519/2015 para a pista de alto atrito (dados gerados no Minitab)

Descriptive Statistics: 30% vmax - 21 km/h; vazio; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
30% vmax 21 km/h	3	0	4,630	0,140	0,242	0,0588	4,370	4,370

Variable	Median	Q3	Maximum
30% vmax 21 km/h	4,670	4,850	4,850

Descriptive Statistics: desaceleração 30% vmax

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração 30	3	0	7,267	0,176	0,305	0,0932	6,970	6,970

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração 30	7,250	7,580	7,580

Descriptive Statistics: 65% vmax - 45 km/h; vazio; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
65% vmax 45 km/h	3	0	15,000	0,470	0,815	0,664	14,240	14,240

Variable	Median	Q3	Maximum
65% vmax 45 km/h	14,900	15,860	15,860

Descriptive Statistics: desaceleração 65% vmax

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração 65	3	0	7,3867	0,0437	0,0757	0,00573	7,3000	7,3000

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração 65	7,4200	7,4400	7,4400

Descriptive Statistics: 80% vmax - 70 km/h; vazio; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
80% vmax 70 km/h	3	0	34,997	0,329	0,569	0,324	34,340	34,340

Variable	Median	Q3	Maximum
80% vmax 70 km/h	35,300	35,350	35,350

Descriptive Statistics: desaceleração 80% vmax

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração 80	3	0	7,083	0,154	0,267	0,0710	6,780	6,780

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração 80	7,190	7,280	7,280

Descriptive Statistics: 60 km/h; desacoplado; vazio; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
60 km/h desacop	3	0	26,533	0,119	0,206	0,0424	26,300	26,300

Variable	Median	Q3	Maximum
60 km/h desacop	26,610	26,690	26,690

Descriptive Statistics: desaceleração 60 km/h

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração 60	3	0	7,437	0,127	0,221	0,0486	7,250	7,250

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração 60	7,380	7,680	7,680

Descriptive Statistics: 60 km/h; eixo tras falhado; vazio; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
60 km/h tras fal	3	0	42,043	0,427	0,740	0,548	41,290	41,290

Variable	Median	Q3	Maximum
60 km/h tras fal	42,070	42,770	42,770

Descriptive Statistics: desaceleração eixo tras falhado

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração tr	3	0	4,0700	0,0651	0,1127	0,0127	3,9400	3,9400

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração tr	4,1300	4,1400	4,1400

Descriptive Statistics: 60 km/h; eixo diant falhado; vazio; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
60 km/h diant fa	3	0	49,24	1,80	3,12	9,73	46,31	46,31

Variable	Median	Q3	Maximum
60 km/h diant fa	48,89	52,52	52,52

Descriptive Statistics: desaceleração eixo diant falhado

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração di	3	0	3,4300	0,0473	0,0819	0,00670	3,3600	3,3600

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração di	3,4100	3,5200	3,5200

Descriptive Statistics: 30% vmax - 21 km/h; carregado; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
30% vmax 21 km/h	3	0	5,1233	0,0639	0,1106	0,0122	5,0200	5,0200

Variable	Median	Q3	Maximum
30% vmax 21 km/h	5,1100	5,2400	5,2400

Descriptive Statistics: desaceleração 30% vmax

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração 30	3	0	5,2267	0,0273	0,0473	0,00223	5,1900	5,1900

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração 30	5,2100	5,2800	5,2800

Descriptive Statistics: 65% vmax - 45 km/h; carregado; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
65% vmax 45 km/h	3	0	18,890	0,207	0,358	0,128	18,480	18,480

Variable	Median	Q3	Maximum
65% vmax 45 km/h	19,050	19,140	19,140

Descriptive Statistics: desaceleração 65% vmax

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração ca	3	0	6,053	0,107	0,186	0,0344	5,860	5,860

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração ca	6,070	6,230	6,230

Descriptive Statistics: 80% vmax - 70 km/h; carregado; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
80% vmax 70 km/h	3	0	41,943	0,199	0,344	0,119	41,720	41,720

Variable	Median	Q3	Maximum
80% vmax 70 km/h	41,770	42,340	42,340

Descriptive Statistics: desaceleração 80% vmax

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração 80	3	0	5,9800	0,0551	0,0954	0,00910	5,9200	5,9200

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração 80	5,9300	6,0900	6,0900

Descriptive Statistics: 60 km/h; desacoplado; carregado; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
60 km/h desac ca	3	0	31,793	0,551	0,954	0,911	31,020	31,020

Variable	Median	Q3	Maximum
60 km/h desac ca	31,500	32,860	32,860

Descriptive Statistics: desaceleração 60 km/h

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração ca	3	0	6,400	0,104	0,181	0,0327	6,210	6,210

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração ca	6,420	6,570	6,570

Descriptive Statistics: 60 km/h; eixo tras falhado; carregado; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
60 km/h tras fal	3	0	66,61	1,66	2,87	8,23	63,83	63,83

Variable	Median	Q3	Maximum
60 km/h tras fal	66,45	69,56	69,56

Descriptive Statistics: desaceleração; eixo tras falhado

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração ca	3	0	2,4167	0,0581	0,1007	0,0101	2,3100	2,3100

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração ca	2,4300	2,5100	2,5100

Descriptive Statistics: 60km/h; eixo dian falhado; carregado; distância de parada

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
60km/h carr dian	3	0	60,73	1,13	1,95	3,81	58,50	58,50

Variable	Median	Q3	Maximum
60km/h carr dian	61,56	62,13	62,13

Descriptive Statistics: desaceleração eixo diant falhado

Variable	N	N*	Mean	SE Mean	StDev	Variance	Minimum	Q1
desaceleração di	3	0	2,6533	0,0524	0,0907	0,00823	2,5700	2,5700

Variable	Median	Q3	Maximum
desaceleração di	2,6400	2,7500	2,7500