

**MINISTÉRIO DA DEFESA
EXÉRCITO BRASILEIRO
DEPARTAMENTO DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA
INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA E DE
AUTOMÓVEL**

**1º Ten FELIPE MAGALHÃES DE MATOS GABRIEL
1º Ten LUIS DAVID PEREGRINO DE FARIAS
VINICIUS DE SOUZA PEREIRA
CAIO PEREIRA DANTAS**

**PROPOSTA DE REVITALIZAÇÃO DO SISTEMA DE FREIOS DO
OBUSEIRO 155MM**

**Rio de Janeiro
2019**

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

**1º Ten FELIPE MAGALHÃES DE MATOS GABRIEL
1º Ten LUIS DAVID PEREGRINO DE FARIAS
VINICIUS DE SOUZA PEREIRA
CAIO PEREIRA DANTAS**

**PROPOSTA DE REVITALIZAÇÃO DO SISTEMA DE FREIOS
DO OBUSEIRO 155MM**

Projeto de Fim de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica e de Automóvel do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção de graus em Projeto de Fim de Curso.

Orientador: Prof. TC Ricardo Teixeira da Costa Neto - D.Sc.

Rio de Janeiro
2019

CIP - Catalogação na Publicação

Magalhães de Matos Gabriel, Felipe
Proposta de Revitalização do Sistema de Freios
do Obuseiro 155 mm / Felipe Magalhães de Matos
Gabriel; Vinicius De Souza Pereira; Luis David
Peregrino de Farias; Caio Pereira Dantas. – Rio de
Janeiro, 2019.
69 f.

Orientador: Ricardo Teixeira da Costa Neto.

Projeto Final de Curso (graduação) – Instituto
Militar de Engenharia, Bacharel em Engenharia
Mecânica e de Automóveis, 2019.

1. Freios a Tambor. 2. MATLAB Simulink. 3.
Obuseiro. 4. Sistema Pneumático . 5. S-Cam. I. De
Souza Pereira, Vinicius. II. Peregrino de Farias,
Luis David. III. Pereira Dantas, Caio. IV.
Teixeira da Costa Neto, Ricardo, orient. V. Título

INSTITUTO MILITAR DE ENGENHARIA

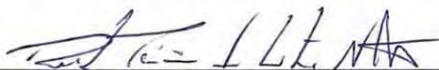
1º Ten FELIPE MAGALHÃES DE MATOS GABRIEL
1º Ten LUIS DAVID PEREGRINO DE FARIAS
VINICIUS DE SOUZA PEREIRA
CAIO PEREIRA DANTAS

PROPOSTA DE REVITALIZAÇÃO DO SISTEMA DE FREIOS
DO OBUSEIRO 155MM

Projeto de Fim de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica e de Automóvel do Instituto Militar de Engenharia, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. TC Ricardo Teixeira da Costa Neto - D.Sc.

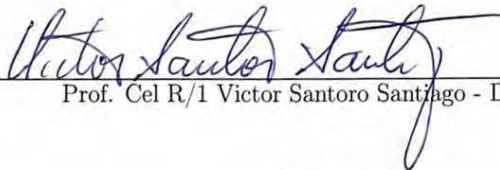
Aprovado em 10 de outubro de 2019 pela seguinte Banca Examinadora:



Prof. TC Ricardo Teixeira da Costa Neto - D.Sc. do IME - Presidente



Prof. Maj Gustavo Simão Rodrigues - D.Sc. do IME



Prof. Cel R/1 Victor Santoro Santiago - D.Sc. do IME

Rio de Janeiro
2019

Dedicamos este trabalho primeiramente à Deus, por nos guiar e guardar durante toda a trajetória da vida, nos dando entendimento, sabedoria, paz e nos capacitando durante essa jornada no IME.

Às famílias de cada um dos integrantes deste grupo, que da mesma forma que nos apoiaram e nos deram força durante os cinco anos de graduação, também o fizeram durante este Projeto de Fim de Curso.

Aos nossos amores, cúmplices dos nossos esforços para conseguirmos superar os obstáculos, dividindo sorrisos, compartilhando experiências e oferecendo todo o apoio emocional, mesmo a distância, para continuarmos seguindo o caminho que escolhemos.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos aos companheiros das turmas de Engenharia Mecânica e de Automóvel e Engenharia Mecânica e de Armamento por todo apoio e amizade durante o projeto e por trilharmos juntos e com êxito essa jornada rumo à formatura.

Ao Professor Orientador TC Ricardo e aos Professores Co-orientadores Cel Santoro e ao Maj Simão, pela dedicação e apoio prestados ao longo do projeto, e aos ensinamentos transmitidos em sala de aula.

À Seção de Engenharia Mecânica do Instituto Militar de Engenharia, pelo apoio quanto à parte acadêmica, dados técnicos e processos burocráticos do trabalho.

Ao Arsenal de Guerra do Rio de Janeiro (AGR), pela disponibilidade e suporte dado ao projeto. Em especial agradecemos ao TC Maurício, ao 1º Ten Dos Santos e ao 1º Ten Porfrio pelo apoio durante as nossas visitas ao quartel e pelo direcionamento dado.

Ao Centro de Avaliações do Exército (CAEx), pelo apoio quanto à obtenção de normas e informações sobre testes de viatura. Em especial agradecemos à Cap Caroline Goulart e ao 1º Ten Bruno Guedes pelo suporte dado.

“Se eu vi mais longe, foi por estar sobre ombros de gigantes. ”

ISAAC NEWTON

SUMÁRIO

LISTA DE ILUSTRAÇÕES	8
LISTA DE TABELAS	10
LISTA DE SIGLAS	11
LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS	12
1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Objetivo do Trabalho	16
1.2 Justificativa do trabalho	17
1.3 Revisão Bibliográfica	18
2 SISTEMA DE FREIO	21
2.1 Sistema hidráulico Pneumático do Constellation 31.330	21
2.2 Slack e S-Cam	23
2.3 Fator de Freio (<i>Brake Factor</i> - BF) de um sistema à tambor	24
3 SISTEMA DE FREIOS DO OBUSEIRO 155MM	27
3.1 Instruções de operação do freio do Obuseiro 155-mm	27
3.2 Componentes e Funcionamento	28
4 ANÁLISE DE FRENAGEM DO VEÍCULO COM SEMIRREBO- QUE	34
4.1 Equacionamento do Sistema de Freio	35
4.2 Equacionamento da Dinâmica Longitudinal	36
5 AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE FREIO	39
5.1 Requisitos de frenagem de acordo com as normas brasileiras.....	39
5.2 Distância de frenagem	41
6 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FREIOS DO OBUSEIRO 155MM	43
6.1 Desenho do sistema de freios do Obuseiro 155mm.....	43
6.2 Parâmetros.....	45
6.2.1 Constellation 31.320	45

6.2.2	Obuseiro 155mm	45
6.2.3	Dinâmica Longitudinal	47
6.3	Modelos e códigos utilizados	47
7	PROPOSTA DE SOLUÇÃO E MÉTODO UTILIZADO	49
7.1	Análise do Sistema Atual	49
7.2	Proposta de solução para o sistema atual	51
7.3	Análise da proposta de solução	52
8	ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAL E ORÇAMENTO	56
8.1	Materiais para teste	56
8.2	Materiais para revitalização	56
8.3	Orçamento	57
9	CONCLUSÕES E SUGESTÕES	59
10	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	60
	APÊNDICE A - CÓDIGOS MATLAB/SIMULINK PARA DINÂMICA	62
	APÊNDICE B - BLOCO DA DINÂMICA - MATLAB <i>FUNCTION</i> UTILIZADA	65
	APÊNDICE C - SIMULAÇÃO DE OTIMIZAÇÃO DOS PARÂMETROS PERTINENTES	67

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura.1.1	Conjunto Constellation e Obuseiro.	16
Figura.2.1	Diagrama hidráulico-pneumático do Constellation 31.330 com reboque. (VOLSKWAGEN, 2019)	21
Figura.2.2	Montagem da câmara de freio com o <i>slack</i> . Adaptado de Limpert (1999).	23
Figura.2.3	Freio à tambor S-Cam com conjunto " <i>Slack</i> " e Atuador Pneumático. (MYERS, 1975)	24
Figura.2.4	Principais componentes de um freio à tambor. (DPK, 2019)	24
Figura.2.5	Tipos de freios à tambor de acordo com o arranjo das sapatas. Adaptado de Limpert (1999).	25
Figura.2.6	Diagrama de Forças para Análise do Fator de Freio (<i>Brake Factor</i>). (LIMPERT, 1999)	26
Figura.3.1	Obuseiro 155 mm 114 AR com conjunto pneu/roda desmontado.	28
Figura.3.2	Condutores de ar de serviço (azul) e de emergência (vermelho).	29
Figura.3.3	Reservatório de Ar e Válvula de Emergência.	30
Figura.3.4	Tipos de freios à tambor de acordo com o arranjo das sapatas.	31
Figura.3.5	Distâncias aferidas do <i>slack</i>	32
Figura.3.6	Mecanismo de acionamento "S-Cam" do obuseiro: came em forma de "S", sapatas e lonas.	32
Figura.3.7	Diagrama do sistema de freios do Obuseiro 155mm 114 AR.	33
Figura.4.1	Fluxograma do Sistema de Frenagem.	34
Figura.4.2	Diagrama de esforços no sistema caminhão- <i>trailer</i>	36
Figura.4.3	Conjunto do eixo traseiro da viatura tratora. (LIMPERT, 1999)	37
Figura.5.1	Figura A2 da Norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013).	40
Figura.5.2	Figura A6 da norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013).	41
Figura.5.3	Análise da distância de parada. Adaptado de Limpert (1999).	42
Figura.6.1	Imagens utilizadas nas medições das dimensões dos componentes de freio.	43
Figura.6.2	Modelo do freio S-Cam no software SolidWorks [®] construído a partir das medições.	44

Figura.6.3	Vista explodida da montagem do freio S-Cam do desenho em SolidWorks [®] juntamente com a lista dos seus componentes.	44
Figura.6.4	Comportamento do Fator de Freio do Obuseiro	46
Figura.7.1	Análise quanto ao gráfico A2 da norma 10966-7 da situação atual.	49
Figura.7.2	Análise quanto ao gráfico A6 da norma 10966-7 da situação atual.	50
Figura.7.3	Comparação dos coeficientes de aderência de cada eixo para situação atual.	50
Figura.7.4	Análise quanto ao gráfico A2 da norma NBR 10966-7 da proposta de solução ($aux = 0,001730$).	53
Figura.7.5	Análise quanto ao gráfico A6 da norma NBR 10966-7 da proposta de solução ($aux = 0,001730$).	53
Figura.7.6	Comparação dos coeficientes de aderência de cada eixo para proposta de solução ($aux = 0,001730$).	54
Figura.A.1	Código da dinâmica de frenagem para aquisição de dados em MATLAB/ Simulink	62
Figura.A.2	Código da dinâmica de frenagem para aquisição da distância de parada em MATLAB/Simulink	63
Figura.A.3	Bloco do Sistema Pneumático	64
Figura.A.4	Bloco do Travamento	64

LISTA DE TABELAS

Tabela.6.1	Parâmetros da Constellation 31.320	45
Tabela.6.2	Medições para cálculo do Brake Factor (baseado na Figura 2.6).	45
Tabela.6.3	Parâmetros da Obuseiro 155mm.	46
Tabela.6.4	Parâmetros para o calculo da dinâmica longitudinal.	47
Tabela.6.5	Parâmetros Eixo Duplo	47
Tabela.7.1	Opções para $aux = 0,001730$	52
Tabela.7.2	Comprimento de Slack (em cm) por diafragma para diferentes coeficientes de atrito	55
Tabela.8.1	Componentes para teste de frenagem do obuseiro	56
Tabela.8.2	Componentes para revitalização do obuseiro	57
Tabela.8.3	Orçamento de Testes	57
Tabela.8.4	Orçamento do Pacote Final de Revitalização	58

LISTA DE SIGLAS

CAEX	Centro de Avaliação do Exército
AGGC	Arsenal de Guerra de General Câmara
AGR	Arsenal de Guerra do Rio
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

BF	-	Fator de freio
F_d	-	Força atrito no tambor
F_a	-	Força de aplicação
μ	-	Coefficiente de Atrito
A_c	-	Área da câmara de freio (diafragma)
k_A	-	Fator de redução devido ao ajuste
k_T	-	Fator de redução devido a temperatura
p_l	-	Pressão na tubulação
p_0	-	Pressão de corte (<i>pushout pressure</i>)
r	-	Raio efetivo do tambor
η_m	-	Eficiência mecânica
ρ	-	"braço de alavanca"
l_s	-	Comprimento efetivo do <i>slack</i>
l_c	-	Raio efetivo do <i>S-Cam</i>
T_B	-	Torque de frenagem
R_{din}	-	Raio dinâmico
W	-	Peso do veículo
W_T	-	Peso do veículo rebocado
F_{zf}	-	Força vertical sobre o eixo dianteiro
F_{xf}	-	Força horizontal sobre o eixo dianteiro
F_{zt}	-	Força vertical sobre o eixo traseiro
F_{xt}	-	Força horizontal sobre o eixo traseiro
X	-	Força horizontal aplicada ao <i>Bogie</i>
Y	-	Força vertical aplicada ao <i>Bogie</i>
a	-	Aceleração
L	-	Entre-eixos do veículo trator
d	-	Distância entre o <i>Bogie</i> e a traseira do veículo trator
χL	-	Altura do centro de gravidade do veículo reboque
χT	-	Altura do centro de gravidade do veículo trator
v	-	Altura vertical do <i>Bogie</i>

ψ	-	Razão entre a distância do eixo frontal e o centro de gravidade do veículo reboque e o entre-eixo
ψ_T	-	Razão entre a distância do encaixe do veículo rebocado e o centro de gravidade do veículo rebocado e o L_T
h_B	-	Altura do encaixe do veículo rebocado
L_T	-	Distância entre o encaixe do reboque e eixo do veículo rebocado
s	-	Distância do eixo dianteiro do <i>Bogie</i> até o ponto de ancoragem deste.
w_F	-	Peso do eixo dianteiro no <i>Bogie</i>
w_R	-	Peso do eixo traseiro no <i>Bogie</i>
F_{xRF}	-	Força horizontal do eixo dianteiro no <i>Bogie</i>
F_{xRR}	-	Força horizontal do eixo traseiro no <i>Bogie</i>
F_{zRF}	-	Força vertical do eixo dianteiro no <i>Bogie</i>
F_{zRR}	-	Força vertical do eixo traseiro no <i>Bogie</i>
S_t	-	Distância percorrida na frenagem
t_r	-	Tempo de reação do motorista
t_a	-	Tempo de aplicação do sistema de freio
t_b	-	Tempo para que o sistema de freio atinja máxima capacidade de frenagem
t_c	-	Tempo de desaceleração até a parada do veículo
a	-	Distância do pivô ao centro da roda
h	-	Distância vertical do pivô ao ponto de aplicação da força
b	-	Distância vertical do pivô ao centro da circunferência
r	-	Raio da roda
c	-	Distância horizontal do pivô à extremidade da roda
α	-	Ângulo entre a horizontal e o eixo formado pelo pivô e o centro da roda
T_R	-	Soma das forças de frenagem na periferia de todas as rodas do rebocado
P_R	-	Reação estática normal total da superfície de pista em todas as rodas do rebocado
P_m	-	Pressão no cabeçote de acoplamento da linha de controle

RESUMO

Este estudo se dispõe a atualizar o projeto do sistema de freio do obuseiro 155 mm 114 AR (veículo rebocado), que deve ser alterado para compatibilização com as novas viaturas *Constellation* 31.320, adquiridas pelo Exército Brasileiro, além da especificação dos novos componentes, a fim de facilitar a sua manutenção de acordo com o que há no mercado. Esse novo acoplamento, portanto, requer alterações na estrutura pneumática e mecânica do obuseiro, atendendo às restrições do projeto e às normas que envolvem a frenagem de veículos e as condições impostas ao se rebocar o obuseiro. A realização das análises se dá em ambiente computacional, utilizando o Software SolidWorks® para desenho dos componentes, e do software MATLAB® para criar um ambiente de simulação, em que é possível avaliar parâmetros pertinentes para o problema, e como estes afetam na frenagem do conjunto viatura e obuseiro.

Palavras-chaves: Freios a tambor, MATLAB Simulink, Obuseiro, SolidWorks, Sistema Pneumático, *S-Cam*.

ABSTRACT

This study is designed to upgrade the project of the howitzer brake system 155 mm 114 AR (towed vehicle), which should be changed to match the new Volkswagen *Constellation* 31.320 vehicles, purchased by the Brazilian Army, moreover to the specification of the new components in order to facilitate their maintenance according to the market. This new coupling, therefore, requires changes to the mechanical and pneumatic structure of the howitzer, taking into account design constraints, safety standards vehicle braking and the conditions imposed when towing the howitzer. The analysis is performed in a computational environment, using SolidWorks[®] software for component design and MATLAB[®] software to create a simulation environment, where it is possible to evaluate parameters relevant to the design problem, and how these affect the braking of the ensemble.

Palavras-chaves: Drum brakes, MATLAB Simulink, Howitzer, SolidWorks, Pneumatic System, *S-Cam*.

1 INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

A proposta deste trabalho é realizar o projeto de revitalização e atualização do sistema de freios do obuseiro 155mm 114 AR (Figura 1.1a), para se adequar a viatura Constellation 31.320, da Volkswagen (Figura 1.1b). Pelo espectro da dinâmica veicular, objetiva-se reduzir a distância percorrida pela viatura ao se realizar um teste de frenagem e evitar o travamento prematuro das rodas, seguindo normas brasileiras, tornando o veículo mais seguro. Além disso, a atualização também visa a modernização do sistema, facilitando a sua manutenção e compatibilidade com peças do mercado nacional.



(a) Obuseiro 155-mm na posição de transporte. Editado de Department of the Army (1953).



(b) Constellation 31.320 da Volkswagen.

Figura. 1.1: Conjunto Constellation e Obuseiro.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Os freios e os pneus, junto com o sistema de direção, são os componentes mais importantes e críticos de segurança em um veículo motorizado. Estes devem operar plenamente de acordo com o conjunto de normas brasileiras (ABNT 10966), com situações não ideais de pastilhas e lonas de freio, quando aplicados por experientes ou novatos motoristas, com capacidade mínima ou máxima de carga, em estradas suaves ou irregulares, ou quando puxando um *trailer* ou reboque, que pode ou não ter um sistema de freios próprio (LIMPERT, 1999).

O sistema de freios compõe um dos sistemas mais importantes e vitais para a garantia da segurança em automóveis. A configuração deste sistema deve operar plenamente durante um longo período de tempo, com alta confiabilidade, onde seus elementos estão sujeitos a diversos ciclos de carga, em que ocorrem desgastes das peças sujeitas a fricção, e oscilações de temperatura. Além das diversas configurações de freios, há grande influência do ambiente em que este será inserido, diferindo, por exemplo, de um sistema projetado para um veículo compacto em relação a um de carga. Há situações em que o veículo é utilizado para rebocar outro, alterando não só a dinâmica, como influenciando nas possíveis disposições e componentes do sistema de freio.

Diversos meios para transmitir a energia dos pedais até os mecanismos nos cubos de roda podem ser utilizados. Sistemas mecânicos, hidráulicos, pneumáticos e elétricos são as classificações mais comuns, porém sistemas mistos se tornam ótimas soluções para a transmissão de energia. Os sistemas pneumático e hidráulico mecânicos são muito utilizados em veículos comerciais (LIMPERT, 1999). Dois principais mecanismos de freios são utilizados atualmente: os freios a disco e os freios a tambor. Os freios a disco possuem um desempenho de torque mais consistente se comparado com os de tipo tambor, que sofrem com efeitos de velocidade e temperatura, e são também mais eficientes e simples. Por outro lado, os freios a tambor possuem um *Brake Factor* (razão entre a força de aplicação nas sapatas ou disco e a força de atuação dos mecanismos das rodas – fator multiplicador) maior e maior facilidade de incorporação de um sistema de freio de estacionamento. Sendo assim, estes são mais utilizados em veículos comerciais devido a alta carga de operação (GILLESPIE, 1992), como é o caso do obuseiro 155mm. O mesmo utiliza um mecanismo à tambor do tipo "S-Cam".

No caso de veículos que transportam *trailers* com sistemas de freio, a energia de frenagem é transportada e distribuída aos eixos do veículo trator (*tow vehicle*) e aos eixos do veículo rebocado (*trailer*). Essa distribuição deve ocorrer de modo que nenhum dos

eixos trave consideravelmente antes dos outros, podendo então levar a um mau funcionamento ou até um acidente. Sendo assim, os *trailers* devem ser projetados de forma que o seu sistema de freios possa ser funcional quando o mesmo é transportado por veículos previamente estabelecidos em projeto, com curvas de pressão no sistema de freios durante a frenagem conhecidas. Por essa razão, quando não são mais os veículos de projeto que estão transportando, torna-se necessário para o *trailer* uma atualização do sistema de freios de modo que este seja funcional com os novos veículos e se adapte às variações de pressão de frenagem transmitida ao *trailer* dos mesmos.

Adicionalmente, o comportamento de um freio com anos de uso não é o mesmo que o de um que recém produzido. Existem diversas boas práticas de manutenção que visam estender a vida útil do sistema de freios do veículo, como troca de peças, retíficas ou ajuste de folgas. Porém, estes processos não podem se estender indefinidamente. Situações como não compatibilidade com peças comerciais, número máximo de retíficas realizadas e comprometimento estrutural de peças resultam em mau funcionamento do sistema, se fazendo necessário o chamado "*retrofit*" para estender um pouco mais a vida útil dos freios (RADLINSKI E RICHARD, 1987).

Esta é a situação em que se encontra o obuseiro 155mm 114 AR, onde o mesmo necessita ser operacional quando transportado pelas viaturas adquiridas pelo Exército Brasileiro, Constellation 31.320 da Volkswagen. É importante ressaltar que, na época em que o obuseiro foi projetado, as velocidades de transporte eram consideravelmente menores que as atuais. Porém, com o desenvolvimento de novos motores com potência mais elevada, permite-se que os conjuntos trator-reboque possam trafegar com velocidades elevadas. Dessa forma, o sistema de freio do obuseiro se encontra defasado. Para que seja possível sua utilização com segurança, seu sistema de freio deve ser modificado para atender velocidades maiores, sem que haja travamento prematuro de suas rodas. Além disso, a sua manutenção deve ser compatível com o que há no mercado, principalmente nacional, de forma a não dificultar ou impossibilitar a sua realização. Dado esta situação, a atualização do sistema de freios do obuseiro 155 mm se torna extremamente necessária, com o objetivo de estender o uso do equipamento e evitar prejuízos de operação e econômicos ao Exército Brasileiro.

1.3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma vez que o sistema mecânico do Obuseiro é antigo (década de 1940), deve-se buscar na literatura assuntos de interesse para o projeto, por mais que haja a constante

evolução dos projetos militares, principalmente de artilharia, a literatura antiga é a mais indicada. Atenção é dada para artigos científicos que não envolvam componentes eletrônicos e/ou elétricos.

Leucht (1970) realiza um estudo analítico de um veículo trator-semitrailer sujeito a diferentes aplicações de freio em uma curva. Para essa análise, utiliza simulação computacional para investigar o efeito das condições de aplicação do freio, distribuição de frenagem-torque, tempo de utilização do freio e controle de freio-torque sensível à carga na resposta direcional do veículo durante a frenagem. Como parâmetro de estudo, utiliza-se uma velocidade média de 50 mph (80 km/h) em uma superfície nivelada, aumentando o ângulo de esterçamento gradativamente. O veículo apresenta a mesma aceleração lateral para o mesmo ângulo de esterçamento com diferentes cargas (toda carga, metade da carga e vazio) a uma velocidade de 50 mph (80 km/h). Conclui-se que a máxima aceleração lateral desenvolvida pelo veículo trator durante uma manobra tem relação com a frenagem, uma vez que as forças laterais aumentam devido à transferência de peso para as rodas dianteiras, influenciando na força de esterçamento lateral, na velocidade *yaw* e aceleração lateral. O autor também conclui que, quanto menor a carga do veículo, menor será sua resposta para uma mesma taxa de desaceleração, indicando que quanto menor a carga no veículo, maior a razão de força de frenagem para carga no pneu.

Myers (1975) analisa qualitativamente o efeito na performance de cada componente do freio S-Cam, separadamente. Com relação à distribuição de pressão ao longo da lona de freio, esta possui distribuição diferente de acordo com o aumento ou diminuição da força de ativação do freio, visto que as sapatas e o tambor são flexíveis. Além disso, relação de flexibilidade entre a sapata e o tambor pode prever possíveis falhas: uma sapata de freio extra-flexível sobrecarrega o tambor, assim como um tambor extra-flexível pode sobrecarregar a sapata de freio, causando possíveis falhas. Em sua análise do came, o perfil e concentricidade podem alterar significativamente o efeito de frenagem, visto que o freio S-Cam necessita de um deslocamento igual entre as sapatas para uma frenagem consistente. A direção da força de ativação nas sapatas pode sofrer influência devido ao tamanho do come, que é resultado da relação de tamanho entre came e sapata. Essa mudança de direção provoca diferentes deslocamentos entre a sapata guia e a sapata guiada.

A construção de um modelo pneumático, que prevê o transiente de pressões em condições variadas de demanda de pressão é feita por Subramanian et al. (2003). No estudo, o autor considera a força aplicada no pedal de freio, junto com o seu deslocamento, para determinar as pressões aplicadas no atuador pneumático. A modelagem matemática

limita-se na análise do subsistema pneumático, focando no comportamento de uma válvula livre de falhas, comparando os resultados numéricos com os experimentais, a fim de facilitar na identificação de problemas no sistema assim que eles ocorrerem. Natarajan et al. (2007) também explora uma abordagem matemática do sistema de freios, focado em válvulas do tipo relé, para equacionar as relações entre a força aplicada no pedal e a força conduzida ao sistema pneumático de veículos comerciais, em situações transientes. O modelo apresentado, mesmo envolto de simplificações, possui comportamento satisfatório quando comparado com o experimento realizado. Entretanto, o modelo não foi inserido em um sistema pneumático completo, sendo necessário reunir diversos outros aspectos de um veículo, com os seus respectivos equacionamentos, para abranger todo o processo de frenagem.

Day (1991) analisa trabalhos anteriores que predizem o contato e a distribuição de pressão na interface de atrito dos freios a tambor e acrescenta um novo estudo, ilustrando os efeitos de coeficiente de fricção, compressibilidade da lona de freio, rigidez da sapata, força de atuação, conformação lona/tambor na performance do freio. Apresenta algumas conclusões, tais como: (1) a distribuição de pressão e o contato da lona de freio com a sapata e o tambor possuem grande importância no projeto e operação dos freios a tambor; (2) a distribuição de pressão na região de contato entre a lona e o tambor é continuamente modificada e sempre tem a tendência de se tornar uniforme durante a aplicação do freio. Alguns fatores como flexibilidade, deformação da sapata de freio, lona e tambor e diferentes aplicações do freio impedem que isso aconteça; (3) freios com suporte deslizante mostram uma maior tendência de uma distribuição de pressão em "U" dos que possuem suporte fixo. Entretanto, sapatas de freio com suporte fixo apresentam maior sensibilidade na distribuição de pressão entre lona/tambor, especialmente em forças de atuação baixas; (4) regiões da lona/tambor com alta pressão precisam de uma análise térmica para prever seu comportamento; (5) há necessidade de uma análise especial para frenagem com alta-carga para estabelecer e manter uma distribuição de pressão uniforme, enfatizando a importância de um projeto bem realizado dos componentes do freio para reduzir os efeitos de deformação dos componentes, assim como a consideração do processo de rodagem.

A partir dos trabalhos apresentados é possível obter informações pertinentes sobre sistemas de freios pneumáticos com acionamento a tambor do tipo S-Cam quanto a modelagem, seu funcionamento e sobre os principais elementos que o influenciam, auxiliando na criação da proposta de revitalização do obuseiro 155 mm.

A legenda da Figura 2.1 é descrita como:

Cinza (cz) - Circuito de pré-alimentação;	(13) Câmara de freio traseira;
Linha Verde (vd) - Circuito de alimentação;	(14) Válvula solenóide;
Linha Vermelha (vm) - Circuito traseiro (primário);	(15) Válvula de retenção dupla;
Linha Laranja (lj) - Freio de estacionamento;	(16) Válvula de engate rápido de alimentação do reboque (mão de amigo);
Linha Amarela/Verde (am/vd) - Acessórios;	(17) Válvula de engate rápido do freio de serviço do reboque (mão de amigo);
Linha Roxa (rx) - Circuito do freio de serviço do semi-reboque;	(18) Válvula relé do freio de estacionamento;
(1) Câmara de freio dianteira;	(19) Válvula relé de serviço;
(2) Válvula de descarga rápida;	(20) Reservatório auxiliar;
(3) Freio motor;	(21) Reservatório secundário;
(4) Válvula do pedal de freio;	(22) Reservatório primário;
(5) Válvula do freio de estacionamento;	(23) Secador de ar com filtro coalescente;
(6) Válvula do freio de serviço do reboque;	(24) Serpentina (resfriador);
(7) Servo embreagem;	(25) Abafador de ruídos;
(8) Caixa de mudanças;	(26) Compressor de ar;
(9) Válvula distribuidora;	(27) Válvula de proteção de 4 vias;
(10) Unidade dosadora de ar ARLA 32;	(28) Válvula de regulação do banco pneumático;
(11) Filtro secador;	(29) Banco pneumático;
(12) Bloqueio do diferencial;	(30) Mangueira de ar

De acordo com a Figura 2.1, o compressor de ar (26), acionado pelo motor do caminhão, fornece ar pressurizado para os reservatórios primário e secundário (21,22). No momento em que há o acionamento da válvula do pedal de freio (4), o ar que estava nos reservatórios é então liberado para o sistema de freio. Para os freios dianteiros, a válvula de descarga rápida (2) minimiza o atraso do sistema, visto que há uma distância considerável entre as câmaras de freio dianteiras e os reservatórios de ar, o que aumenta a inércia do sistema. Para os dois eixos traseiros, dois componentes estão presentes na linha: válvula relé do freio de estacionamento (18), e a válvula relé de serviço (19). Ambas possuem também como função diminuir o atraso de resposta do sistema no momento de acionamento do freio de estacionamento e serviço, respectivamente.

As câmaras de freio traseiras (13), conhecidas como "*spring brake*", recebem as linhas do circuito de ar de serviço e de emergência.

Como o veículo também tem como objetivo a função de rebocar, possui em seu sistema, uma válvula de engate rápido de alimentação do reboque (16) e uma válvula de engate rápido do freio de serviço do reboque (17). Por elas, o veículo reboque (ou semirreboque) recebe o ar pressurizado para conseguir concluir o acionamento de seu respectivo freio.

2.2 SLACK E S-CAM

O ar comprimido oriundo do sistema de freio do veículo trator é direcionado ao diafragma do semirreboque do Obuseiro 155-mm, que utiliza a pressão do ar para realizar o trabalho mecânico em termos de força de deslocamento da haste da câmara ajustada ao "*slack*" que, por sua vez, realiza a rotação do eixo onde está acoplado o came "S". Uma exemplificação da montagem do diafragma com o *slack* está representada na Figura 2.2.

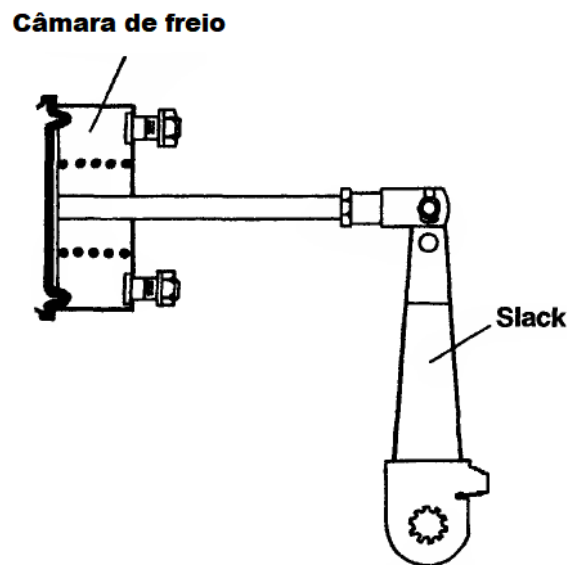


Figura. 2.2: Montagem da câmara de freio com o *slack*. Adaptado de Limpert (1999).

O esquema de um freio à tambor com mecanismo de atuação do tipo S-Cam é apresentado em Myers (1975) com a Figura 2.3. Nota-se que o atuador responsável por mover as sapatas em direção ao tambor é do tipo mecânico. O diafragma empurra a alavanca "Slack" solidária ao eixo em que existe um came em forma de "S", o movimento rotacional do eixo garante o funcionamento do came que transmite os esforços às sapatas.

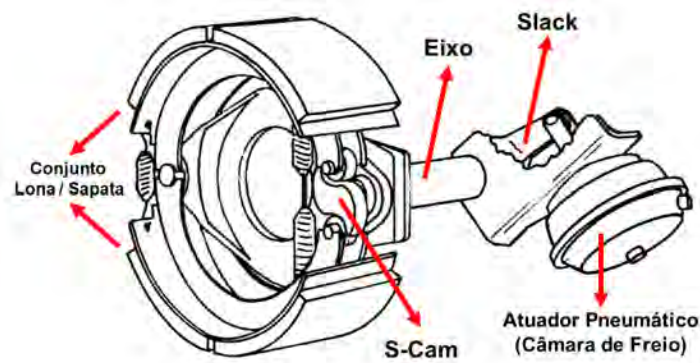


Figura. 2.3: Freio à tambor S-Cam com conjunto "Slack" e Atuador Pneumático. (MYERS, 1975)

2.3 FATOR DE FREIO (*BRAKE FACTOR* - BF) DE UM SISTEMA À TAMBOR

Atualmente, os freios de fricção podem ser divididos em radial (tambor) e axial (freio à disco). Os principais componentes de um freio a tambor estão ilustrados na Figura 2.4:

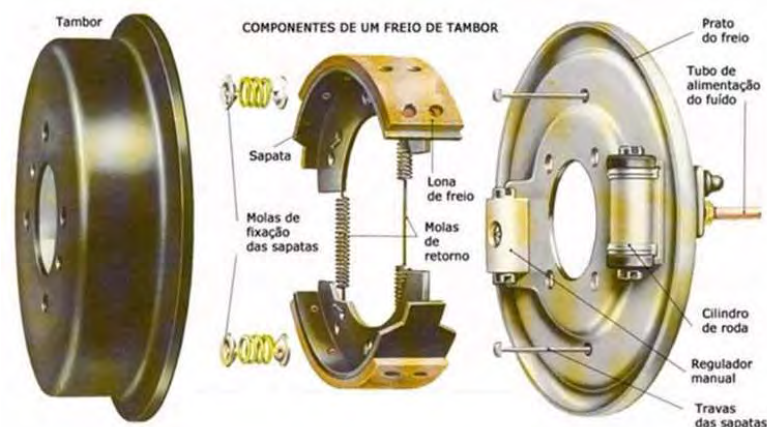


Figura. 2.4: Principais componentes de um freio à tambor. (DPK, 2019)

É importante que se tenha um modelo que consiga prever o torque de frenagem de um freio à tambor decorrente da força aplicada neste. É conveniente expressar a efetividade do torque de frenagem a partir de uma medição adimensional, chama de Fator de Freio (*Brake Factor* - *BF*). Ele é definido como a razão da força de atrito no tambor (F_d) com a força de aplicação (F_a), conforme Equação (2.1).

$$BF = \frac{F_d}{F_a} \quad (2.1)$$

É importante ressaltar que para o cálculo do BF, é necessário considerar o efeito das duas sapatas (BF_1 e BF_2), assim como suas disposições geométricas e seus tipos de suporte. De modo geral, os freios a tambor podem ser classificados de acordo com a disposição geométrica das sapatas de freio (Figura 2.5), possuindo conseqüências para o cálculo do BF.

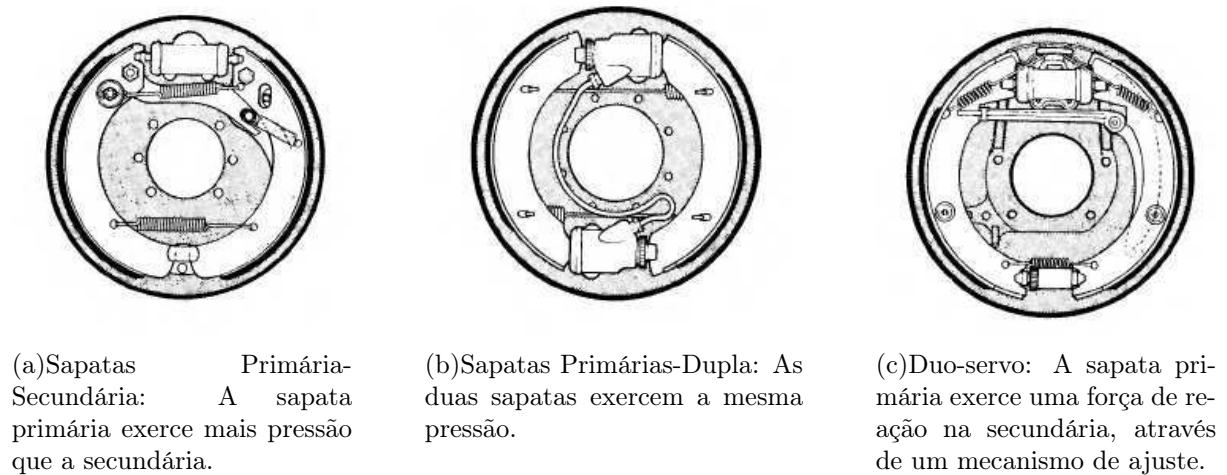


Figura. 2.5: Tipos de freios à tambor de acordo com o arranjo das sapatas. Adaptado de Limpert (1999).

Para os freios S-Cam, o fator de freio pode ser calculado de acordo a equação 2.2 apresentada em Limpert (1999). A mesma equação é estudada em Sayim e Zhang (2016a) e Sayim e Zhang (2016b) comprovando sua melhor abordagem em detrimento a simples somas dos *Brake Factors* de cada lona, como em outros mecanismos de freios a tambor.

$$BF = \frac{4(BF_1)(BF_2)}{BF_1 + BF_2} \quad (2.2)$$

O fator de freio é calculado considerando a abordagem de pressão uniforme em toda a região das lonas apresentado em Limpert (1999), resultando no diagrama de forças mostrado na Figura 2.6:

A equação 2.1 para a sapata auto energizante ¹ representada na figura 2.6 vale:

$$BF_1 = \frac{F_d}{F_a} = \frac{\mu_L h}{(b - \mu_L c)} \quad (2.3)$$

¹O próprio movimento de rotação do tambor induz um torque de frenagem na roda a partir do atrito com a sapata.

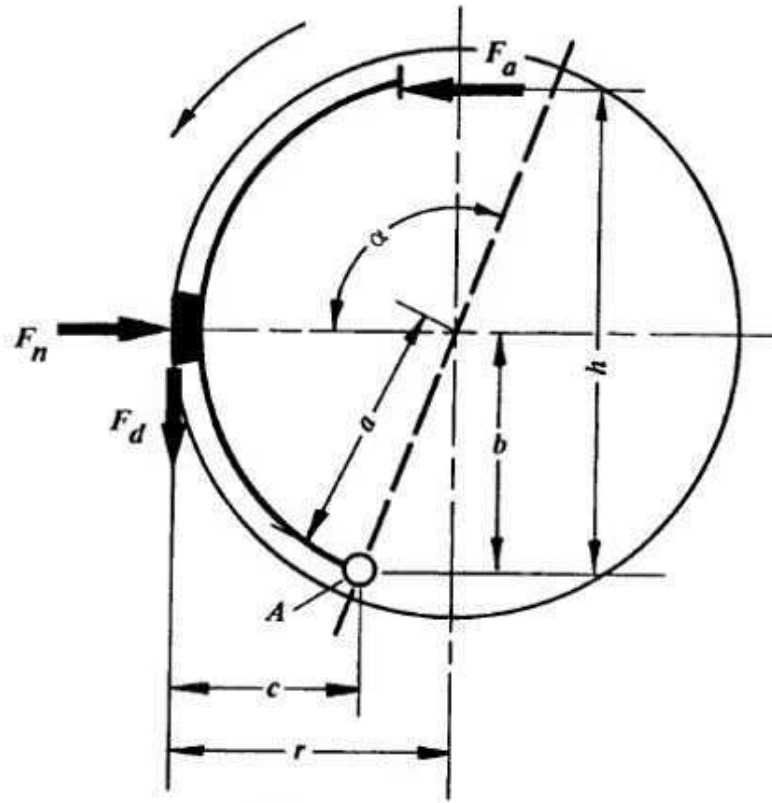


Figura. 2.6: Diagrama de Forças para Análise do Fator de Freio (*Brake Factor*). (LIMPERT, 1999)

E para outra sapata

$$BF_2 = \frac{F_d}{F_a} = \frac{\mu_L h}{(b + \mu_L c)} \quad (2.4)$$

Como mencionado na seção 2.3, o fator de freio de um mecanismo do tipo S-Cam é calculado pela equação 2.5

$$BF_S = 4 \frac{BF_1 BF_2}{BF_1 + BF_2} \quad (2.5)$$

A partir da explicação do funcionamento de um sistema de freio pneumático e equacionamento do *Brake Factor* para um freio a tambor do tipo S-Cam é possível particular a abordagem para análise do sistema de freios do obuseiro 155 mm. Desta forma é possível entender melhor as suas particularidades e funcionamento, facilitando a sua modelagem.

3 SISTEMA DE FREIOS DO OBUSEIRO 155MM

3.1 INSTRUÇÕES DE OPERAÇÃO DO FREIO DO OBUSEIRO 155-MM

As informações a seguir foram retiradas do manual técnico TM-9-331A :

- Para evitar "*jackknifing*", popularmente conhecido como "canivete", o motorista deve ter o carregamento nos freios sob controle todo o tempo. Em descidas, curvas e estradas escorregadias ou irregulares, a velocidade deve ser mantida em aproximadamente 10 mph ("*miles per hour*"), o que é equivalente à uma velocidade de 16 km/h.
- Antes de iniciar o movimento do conjunto trator-reboque, a pressão de ar deve ser de, no mínimo, 70 psi (aproximadamente 5 bar), necessária para que o sistema de freio seja efetivo. Deve ser checada durante todo o movimento; caso diminua, parar o veículo e checar possíveis causas de sua redução.
- Não utilizar o freio de emergência para estacionar o veículo. Para esta função, o freio de mão (mecânico) deve ser utilizado, dado que o sistema pneumático pode perder pressão com o tempo, enquanto o mecânico não.
- O sistema de freio a ar é projetado de tal forma que, quando o pedal é pressionado até o seu limite de curso, atua nos freios uma aplicação de emergência que utiliza, ao máximo, a capacidade de frenagem do reboque. Este tipo de aplicação deve ser utilizada apenas em caso de emergência, e não para utilizações comuns.

Vale ressaltar que as informações acima são direcionadas ao usuário e visam a segurança durante operação e prolongamento da vida útil do armamento.

3.2 COMPONENTES E FUNCIONAMENTO

As informações apresentadas nesta seção foram coletadas em visitas ao Arsenal de Guerra do Rio (AGR) em contatos com o Arsenal de Guerra de General Câmara (AGGC), com o Centro de Avaliações do Exército (CAEx) e no manual TM 9-331A (DEPARTMENT OF THE ARMY, 1953) .

O sistema de freios do obuseiro 155 mm 114 AR (Figura 3.1) é classificado como pneumático-mecânico. O sistema pneumático do mesmo é inicialmente acoplado ao sistema do veículo trator, de forma que a pressurização seja total em ambos os sistemas. Sendo assim, com o acionamento do pedal no veículo trator é então possível acionar os mecanismos de freio dos eixos do próprio veículo trator simultaneamente com o do obuseiro, com uma distribuição de pressão pré-definida em projeto.



Figura. 3.1: Obuseiro 155 mm 114 AR com conjunto pneu/roda desmontado.

Os componentes principais do sistema de freio do obuseiro são apresentados na lista a seguir

- Condutores de ar comum e de emergência;
- Dois filtros de ar;
- Válvula de emergência;
- Reservatório de ar;

- Dois atuadores pneumáticos de simples ação (Diafragma) do freio;
- Dois conjuntos do mecanismo de acionamento dos dreios ("*Slack*", S-Cam e Tam-bor); e
- Duas alavancas do freio (para freio de estacionamento).

Os condutores de ar são um conjunto de diversos tubos e mangueiras que conectam diversas unidades do sistema. Ambos são inicialmente conectados ao sistema pneumático da viatura tratora junto ao engate (Figura 3.2). A partir deste, o condutor de ar de serviço é ligado à parte superior da válvula de emergência (Figura 3.3), controlando as operações dos freios, enquanto o condutor de ar de emergência é ligado à parte inferior da válvula, tendo como objetivo manter o reservatório do obuseiro pressurizado. Ambos os fluxos comum e de emergência passam por filtros de ar antes de entrarem na válvula de emergência.

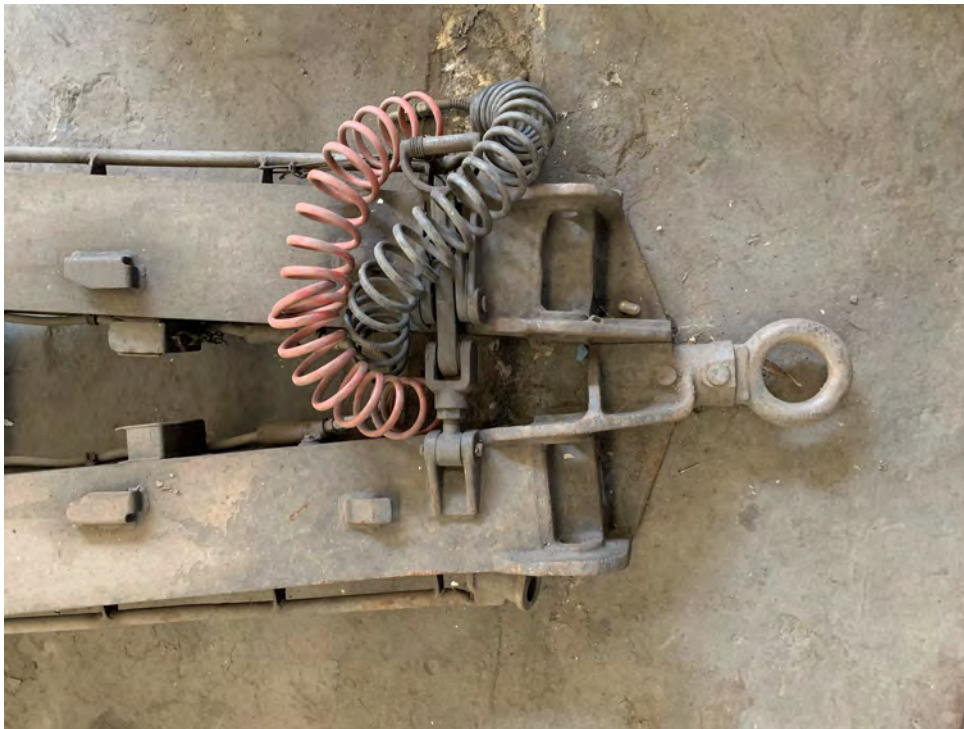
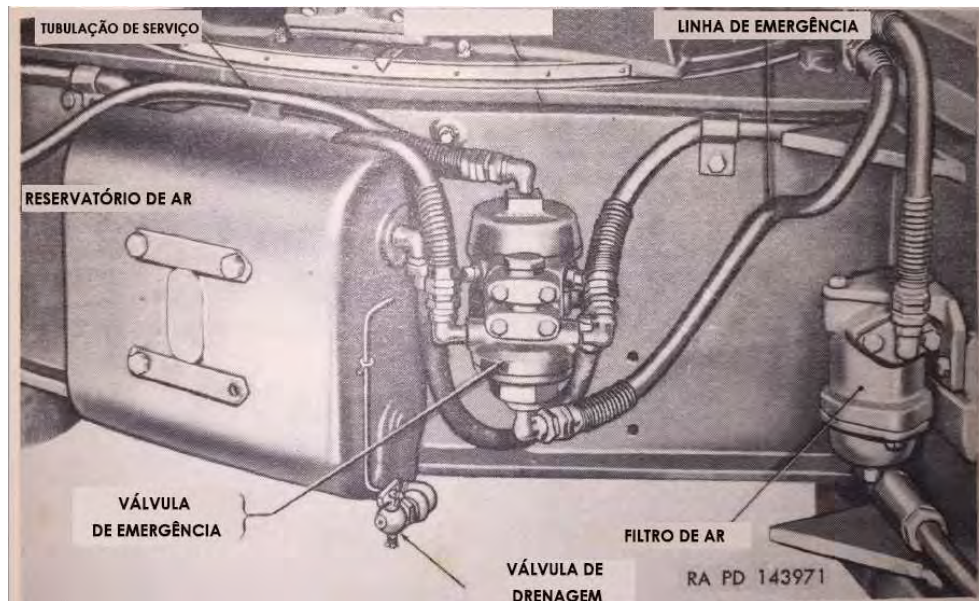


Figura. 3.2: Condutores de ar de serviço (azul) e de emergência (vermelho).



(a) Esquemático retirado de Department of the Army (1953). Proteção do relay removida.



(b) Foto do Obuseiro localizado na AGR.

Figura. 3.3: Reservatório de Ar e Válvula de Emergência.

A válvula de emergência (ao lado direito do reservatório na Figura 3.3) possui duas funções importantes. A primeira é transmitir a ação do freio trator (do pedal de freio da viatura tratora) para o obuseiro instantaneamente. A segunda é controlar o freio automático no caso de uma interrupção do fluxo de ar entre a viatura tratora e o obuseiro ou em uma falha nos condutos de ar.

O reservatório ou tanque de ar (Figura 3.3) se assemelha aos tanques presentes nos veículos pesados com sistemas de freios a ar, sendo equipado com uma torneira de purga

para a drenagem da umidade e liberação da pressão quando os freios ficam travados ou, particularmente, para deslocamento do obuseiro à braço.

Partindo do reservatório de ar e da válvula de emergência, o ar pressurizado é transmitido aos dois atuadores pneumáticos (um para cada roda), de acordo com o acionamento do pedal de freio no veículo trator. O atuador pneumático de simples ação é responsável por transformar a energia do ar pressurizado em esforço mecânico a partir da ação de um diafragma. Este expande com o aumento da pressão em seu interior, empurrando a alavanca chamada "*Slack*", solidária ao mesmo eixo em que está o "S-Cam". Toda seção do sistema é vista nas Figuras 3.4a e 3.4b. Além disso, na Figura 3.4b pode-se alterar a regulagem do *Slack*, permitindo a mudança do braço de alavanca, influenciando diretamente na força atuante nas sapatas através do "S-Cam". Os valores da regulagem do *slack* são vistas na Figura 3.5 possuindo opções de 125, 150 e 175 mm.



(a) Atuador pneumático e seu pistão ligado ao *Slack*



(b) Pistão do atuador pneumático e *Slack* (visão aproximada).

Figura. 3.4: Tipos de freios à tambor de acordo com o arranjo das sapatas.

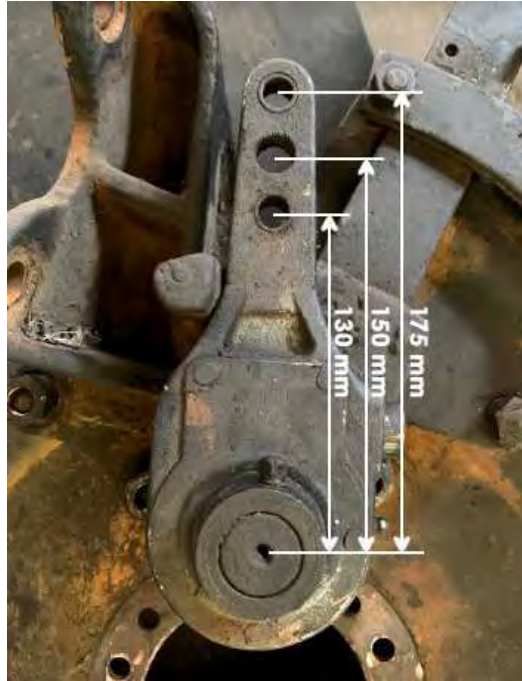


Figura. 3.5: Distâncias aferidas do *slack*

O *Slack* rotaciona o eixo, movimentando o S-Cam que, por sua vez, age como um came e empurra as sapatas contra o tambor (Figura 3.6). Com as lonas de freio sendo pressionadas entre as sapatas e o tambor em si, forças de atrito são geradas contra o sentido do movimento. A partir destas forças o torque de frenagem nas rodas é gerado de forma a diminuir ou parar o movimento de rotação das rodas.



Figura. 3.6: Mecanismo de acionamento "S-Cam" do obuseiro: came em forma de "S", sapatas e lonas.

Um resumo de todo o sistema de freios desde a conexão com o veículo trator até o torque de frenagem produzido é visto no diagrama apresentado na Figura 3.7.

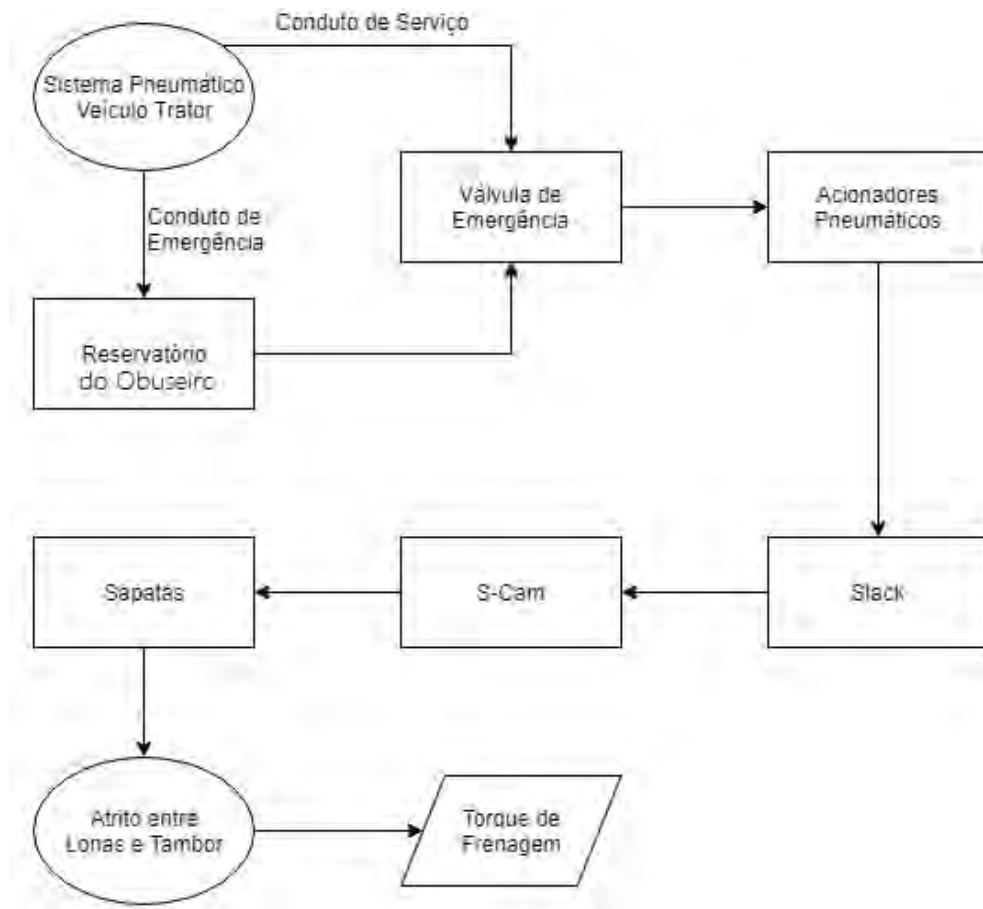


Figura. 3.7: Diagrama do sistema de freios do Obuseiro 155mm 114 AR.

A partir do funcionamento detalhado do sistema de freios do obuseiro 155 mm é possível realizar o estudo da dinâmica longitudinal com o foco na frenagem do conjunto viatura-obuseiro, de forma a ser possível a adequação do obuseiro à nova viatura e as normas ABNT. A ação de frenagem do obuseiro pode ser modelada com o apresentado, se baseando no resumo da Figura 3.7.

4 ANÁLISE DE FRENAGEM DO VEÍCULO COM SEMIRREBOQUE

No presente trabalho o foco está em descobrir como está se comportando o atual conjunto trator-semirreboque em uma frenagem, quanto ao seu desempenho de frenagem, a fim de propor mudanças que melhore tal desempenho. Para isso é feita uma análise, baseando-se em normas brasileiras, para toda a gama de pressão de aplicação do sistema de freio, o que está proporcionalmente ligada ao curso do pedal de freio.

Um fluxograma do Sistema é mostrado na Figura 4.1. Ele foi dividido em dois grandes blocos: Sistema de freio, que analisa os componentes internos dos veículos que fazem parte do sistema de freio, e a dinâmica longitudinal, que analisa a interação do carro com o ambiente.

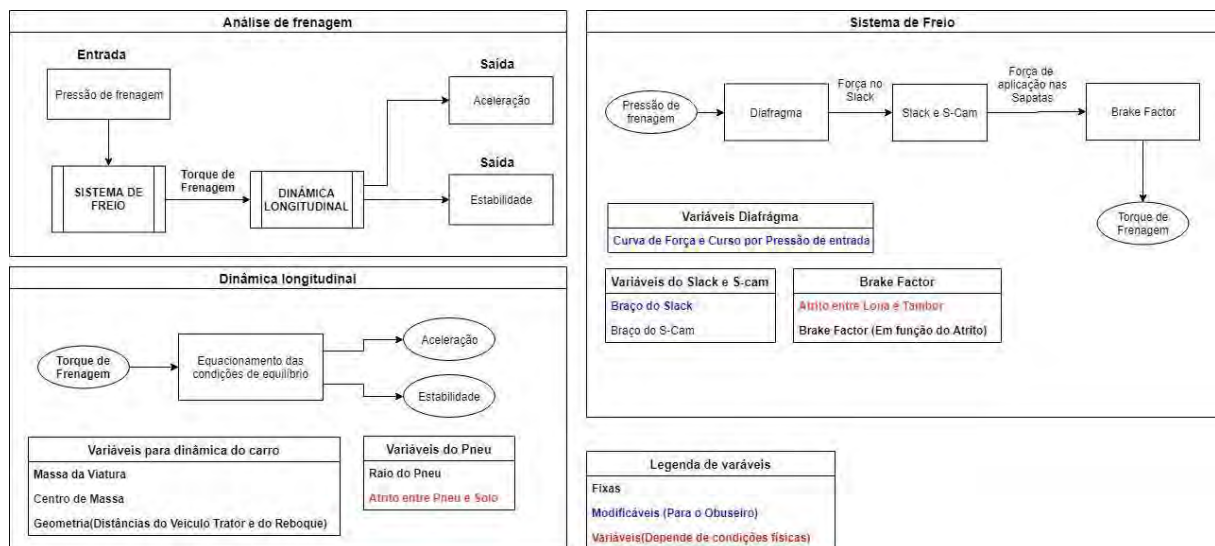


Figura. 4.1: Fluxograma do Sistema de Frenagem.

A Figura 4.1 detalha as partes de cada bloco, com suas relações de causa e efeito, além de classificar suas variáveis, onde as modificações são realizadas sobre os componentes do obuseiro, resultando em melhorias de desempenho de frenagem. Da metodologia adotada, os dados obtidos e estimados são utilizados como variáveis de entrada no algoritmo de simulação. Realizam-se simulações de transferência de carga em uma frenagem, obedecendo as normas relacionadas, envolvendo a dinâmica do caminhão e do obuseiro. Os testes em ambiente computacional fornecem resultados da distância necessária para frenagem do sistema, e em qual dos eixos as rodas travam primeiro. Alguns parâmetros

são passíveis de mudanças, sendo estas utilizadas para se alcançar a melhor relação de desempenho ao longo da frenagem, realizando-se, então, um estudo de otimização para melhor desempenho de frenagem, baseando-se em normas brasileiras.

4.1 EQUACIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIO

Para o equacionamento do torque de frenagem produzido em cada roda do conjunto viatura-obuseiro, a partir do seu sistema pneumático, é utilizada a abordagem do capítulo 6 de Limpert (1999).

A expressão para o torque de frenagem, de forma genérica, pode ser dada pela equação 4.1. Vale ressaltar que a equação utiliza o conceito do fator de freio apresentado na seção 2.3.

$$T_B = (p_l - p_0)A_cBF\eta_m\rho k_A k_T r \quad (4.1)$$

As variáveis são

- A_c = área da câmara de freio (diafragma)
- BF = fator de freio
- k_A = fator de redução devido ao ajuste
- k_T = fator de redução devido a temperatura
- p_l = pressão na tubulação
- p_0 = pressão de corte (*pushout pressure*)
- r = raio efetivo do tambor
- η_m = eficiência mecânica
- ρ = "braço de alavanca"

Para freios do tipo S-Cam tem-se que o braço de alavanca é dado pela equação $\rho = \frac{l_s}{2l_c}$, onde l_s e l_c são o comprimento efetivo do *slack* e o raio efetivo do S-Cam, respectivamente.

Os fatores de redução k_A e k_T são responsáveis por corrigir o torque de frenagem, que sofre reduções devido ao movimento do pistão da câmara de freio e da temperatura do tambor. O movimento do pistão possui um limite que, quando ultrapassado, diminui os esforços transmitidos ao *slack* e, conseqüentemente, o torque de frenagem. Esta redução

é estimada pelo fator k_A . O fator k_T segue o mesmo raciocínio, mas é relacionado ao aumento da temperatura durante a frenagem. Para a presente simulação, os mesmos são considerados constantes e unitários, de forma a simplificar a abordagem.

A partir da consideração da condição de rolamento puro nas rodas, tem-se a força de frenagem, a qual pode ser expressa pela equação 4.2, onde R_{din} representa o raio dinâmico do pneu.

$$F_x = \frac{T_b}{R_{din}} \quad (4.2)$$

4.2 EQUACIONAMENTO DA DINÂMICA LONGITUDINAL

Utilizando a metodologia apresentada nos capítulos 7 e 8 de Limpert (1999) para veículos com mais de dois eixos, com um veículo *trailer* acoplado, é possível analisar o comportamento do sistema em questão. O diagrama de esforços para o sistema composto pela viatura tratora e o obuseiro 155mm é apresentado na Figura 4.2.

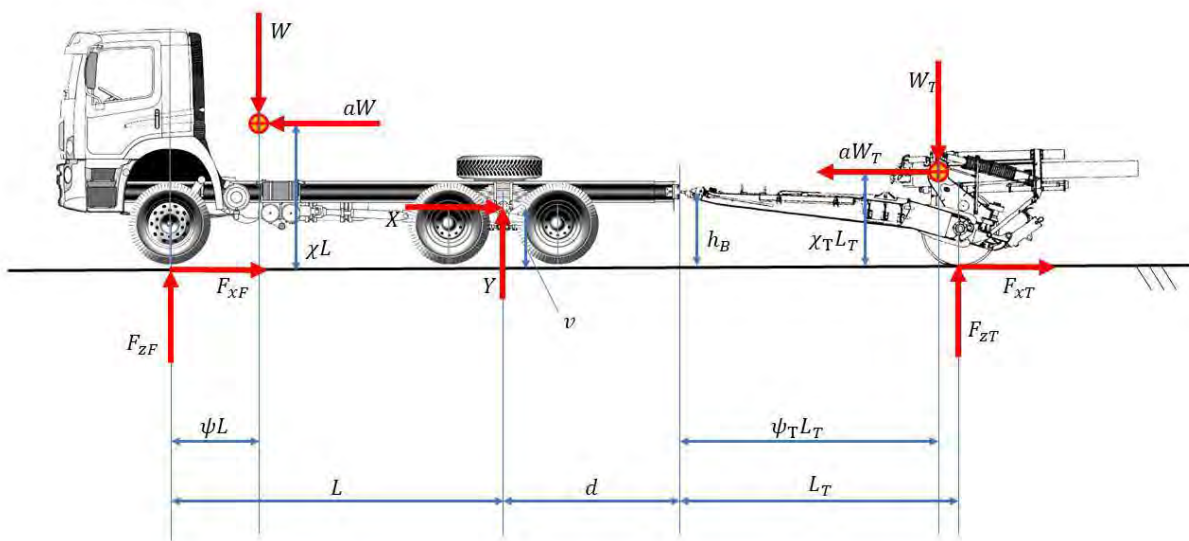


Figura. 4.2: Diagrama de esforços no sistema caminhão-*trailer*.

Dado que o veículo trator em questão possui dois pares de rodas em sua traseira acoplados ao mesmo sistema de suspensão, é necessário considerar tal conjunto como um corpo a mais no sistema. Os esforços neste terceiro corpo são apresentados na Figura 4.3 e as forças X e Y são os esforços consequentes do acoplamento entre o eixo traseiro e o chassi do caminhão.

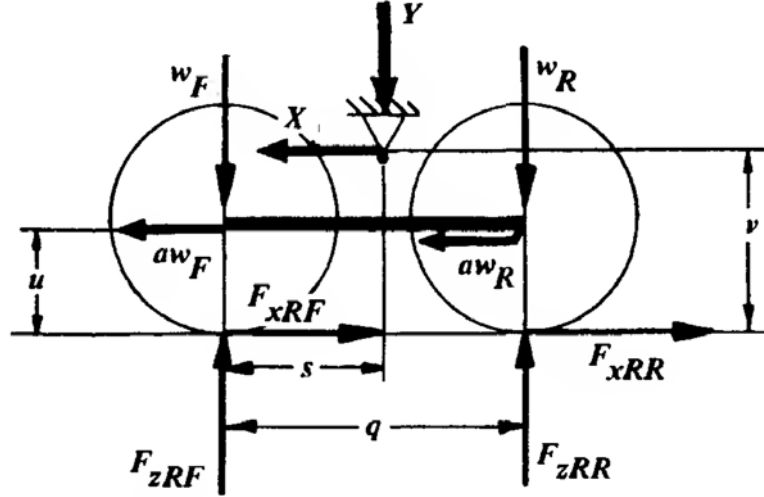


Figura. 4.3: Conjunto do eixo traseiro da viatura tratora. (LIMPERT, 1999)

A partir das equações de equilíbrio no sistema em tela chega-se ao conjunto de 7 equações apresentadas pelas equações 4.3 até 4.9. Toma-se as condições de carregamento, geometria do sistema e as forças de frenagem como dados conhecidos do sistema, de forma que as variáveis desconhecidas são a , F_{zF} , F_{zRF} , F_{zRR} , F_{zT} , X e Y .

$$(W + W_T)a - X = F_{xF} + F_{xT} \quad (4.3)$$

$$F_{zF} + F_{zT} + Y = W + W_T \quad (4.4)$$

$$W_T(\chi_T L_T - h_B)a + L_T F_{zT} = W_T \psi_T L_T - F_{xT} h_B \quad (4.5)$$

$$W(\chi L - h_B)a - (d + L)F_{zF} + (h_B - v)X - Yd = -W(d + (1 - \psi)L) - h_B F_{xF} \quad (4.6)$$

$$(w_F + w_R)a + X = F_{xRF} + F_{xRR} \quad (4.7)$$

$$F_{zRF} + F_{zRR} - Y = w_F + w_R \quad (4.8)$$

$$(v - u)(w_F + w_R)a + sF_{zRF} - (q - s)F_{zRR} = sw_F - (q - s)w_R \quad (4.9)$$

Devido à complexidade do sistema, uma abordagem computacional é utilizada para a solução das sete equações para as variáveis desconhecidas. Se faz necessário, então, reescrever todo o conjunto sob forma matricial, a qual é apresentada pela equação 4.10.

$$\begin{bmatrix}
 W + W_T & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\
 W_T(\chi_T L_T - h_B) & 0 & 0 & 0 & L_T & 0 & 0 \\
 W(\chi L - h_B) & -(d + L) & 0 & 0 & 0 & (h_B - v) & -d \\
 (w_F + w_R) & 0 & -1 & -1 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & -1 \\
 (v - u)(w_F + w_R) & 0 & s & -(q - s) & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 a \\
 F_{zF} \\
 F_{zRF} \\
 F_{zRR} \\
 F_{zT} \\
 X \\
 Y
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 F_{xF} + F_{xT} \\
 W + W_T \\
 W_T \psi_T L_T - F_{xT} h_B \\
 -W(d + (1 - \psi)L) - h_B F_{xF} \\
 F_{xRF} + F_{xRR} \\
 w_F + w_R \\
 s w_F - (q - s) w_R
 \end{bmatrix}
 \quad (4.10)$$

Percebe-se a partir da equação 4.10 que as forças de frenagem (F_x) são entradas para a solução da dinâmica do conjunto. De fato, tanto para o obuseiro quanto para o veículo trator elas resultam das equações 4.1 e 4.2. '

Com a modelagem completa é possível simular para diversas situações e verificar a influência de cada elemento no comportamento final do conjunto. Desta forma, é possível realizar uma avaliação da situação atual de forma a verificar quais problemas estão ocorrendo e procurar possíveis soluções.

5 AVALIAÇÃO DO SISTEMA DE FREIO

5.1 REQUISITOS DE FRENAGEM DE ACORDO COM AS NORMAS BRASILEIRAS

A performance de frenagem do conjunto trator-semirreboque deve atender a uma série de requisitos definidos pelas normas brasileiras. As principais utilizadas para este trabalho são:

- ABNT NBR 13766: Veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados - Classificação;
- ABNT NBR 10966-2: Veículos rodoviários automotores - Sistema de freio. Parte 2: Ensaio de frenagem e desempenho para veículos das categorias M, N e O;
- ABNT NBR 10966-7: Veículos rodoviários automotores - Sistema de freio. Parte 7: Distribuição de frenagem entre os eixos e requisitos de compatibilidade entre os veículos tratores e rebocados das categorias M, N e O.

O veículo trator utilizado é o Constellation 31.320 que, de acordo com a norma NBR 13766 (ABNT, 2006), se enquadra na categoria N3, e o Obuseiro 155-mm, semirreboque, se enquadra na categoria O3. As definições das categorias de acordo com a norma são:

- Categoria N3: Veículos projetados e construídos para o transporte de carga e que contenham uma massa máxima superior a 12 toneladas.

Observação: No caso de um veículo de rebocamento projetado para ser engatado a um semi-reboque ou reboque com eixo central, a massa a ser considerada para classificação do veículo é a massa do veículo trator em ordem de marcha, aumentada pela massa correspondente à carga máxima vertical estática transferida ao veículo trator pelo semi-reboque ou reboque com eixo central e, quando aplicável, pela massa máxima da carga do próprio veículo trator (ABNT, 2006).

- Categoria O3: Reboques (incluindo semi-reboques) com uma massa máxima superior a 3,5 toneladas, porém não superior a 10 toneladas.

A norma NBR 10966-2 (ABNT, 2015) estabelece, em sua seção 4.5.2 (Ensaio do Tipo I - Fade), critérios de desempenho para frenagem contínua para reboques de categoria O3. Os freios de serviço de reboques de categorias O2 e O3 devem ser ensaiados de tal maneira que, estando o veículo carregado, a energia aplicada aos freios seja equivalente àquela registrada no mesmo período de tempo com um veículo carregado dirigido a uma velocidade constante de 40 km/h, em um declive de 7 % para uma distância de 1,7 km. Além disso, em sua seção 6.1.2, estabelece critérios de ensaio de veículos de categoria O3.

A norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013) prevê em sua seção 6.1.1 que, para veículos rodoviários automotores, a curva de adesão utilizada para o eixo traseiro não pode estar situada acima da curva para o eixo dianteiro para determinadas razões de frenagem a_g (razão entre a desaceleração do veículo e a gravidade), que dependem do tipo de veículo. No caso de veículos tratores do tipo N3 tal regra deve ser respeitada para razões de frenagem entre 0,15 e 0,3. Além disso, é complementado na seção 6.1.2 da norma, que para veículos com mais de dois eixos, a regra apresentada é considerada satisfeita se, no caso de razões de frenagem entre 0,15 e 0,3, a adesão utilizada por no mínimo um dos eixos dianteiros for maior que a utilizada por no mínimo um dos eixos traseiros.

Para o presente trabalho, a norma estabelece que, para razões de frenagem entre 0,15 e 0,3, as curvas de utilização da adesão para cada eixo deve estar situada entre duas linhas paralelas à linha de utilização da adesão ideal ($k = z$), dada pelas equações $k = z \pm 0,08$ e, a curva de utilização de adesão para eixo traseiro para razões de frenagem $z \geq 0,3$ deve atender a relação $z \geq 0,3 + 0,74(k - 0,38)$. Todas as curvas da seção 6.1.1 da norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013) são apresentadas no seu anexo no gráfico A2, apresentada pela Figura 5.1, sendo utilizada a notação do presente trabalho ($z \rightarrow a_g$ e $k \rightarrow \mu_T$).

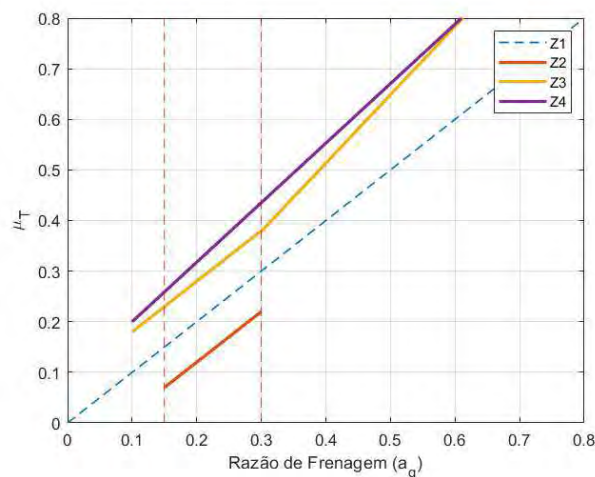


Figura. 5.1: Figura A2 da Norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013).

Para os semirreboques equipados com sistema de freios a ar comprimido, a relação permissível entre a razão de frenagem T_R/P_R e a pressão P_m deve estar dentro das áreas estabelecidas pela norma no gráfico A6 de seu anexo, apresentada na Figura 5.2, para pressões entre 20 kPa e 750 kPa (0,2 bar e 7,5 bar).

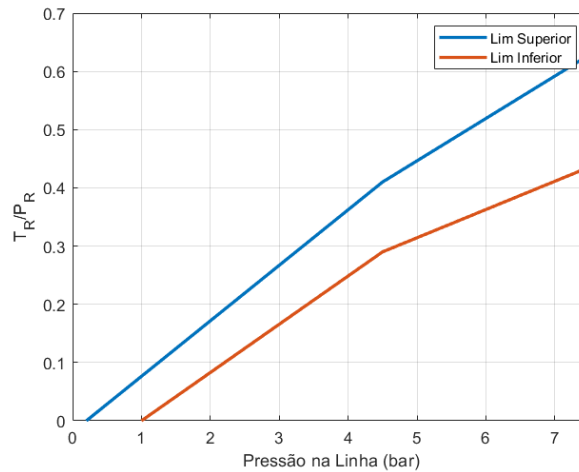


Figura. 5.2: Figura A6 da norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013).

5.2 DISTÂNCIA DE FRENAGEM

Para o cálculo da distância de frenagem, tem-se a equação 5.1 (LIMPERT, 1999):

$$S_t = V_1 \left(t_r + t_a + \frac{t_b}{2} \right) + \frac{V_1^2}{2.a} - \frac{a.t_b^2}{24} \quad (5.1)$$

Onde:

t_r =tempo de reação do motorista;

t_a =tempo de aplicação do sistema de freio;

t_b =tempo para que o sistema de freio atinja máxima capacidade de frenagem;

t_c =tempo de desaceleração até a parada do veículo.

A Figura 5.3 ilustra o comportamento de uma frenagem. No tempo zero, o motorista reconhece o perigo. Após o tempo de reação t_r , o motorista começa a aplicar a força no pedal. Durante a aplicação do pedal, a sapata de freio entra em contato com o tambor e a desaceleração começa no tempo t_a . Usando uma aproximação linear, o tempo de aplicação da força no pedal, crescente, ocorre a um período de tempo t_p (Figura 5.3a).

A partir do ponto 2 (Figura 5.3b), a desaceleração se torna constante ou por causa

da aplicação de uma força constante no pedal ou devido ao travamento de todas as rodas do veículo.

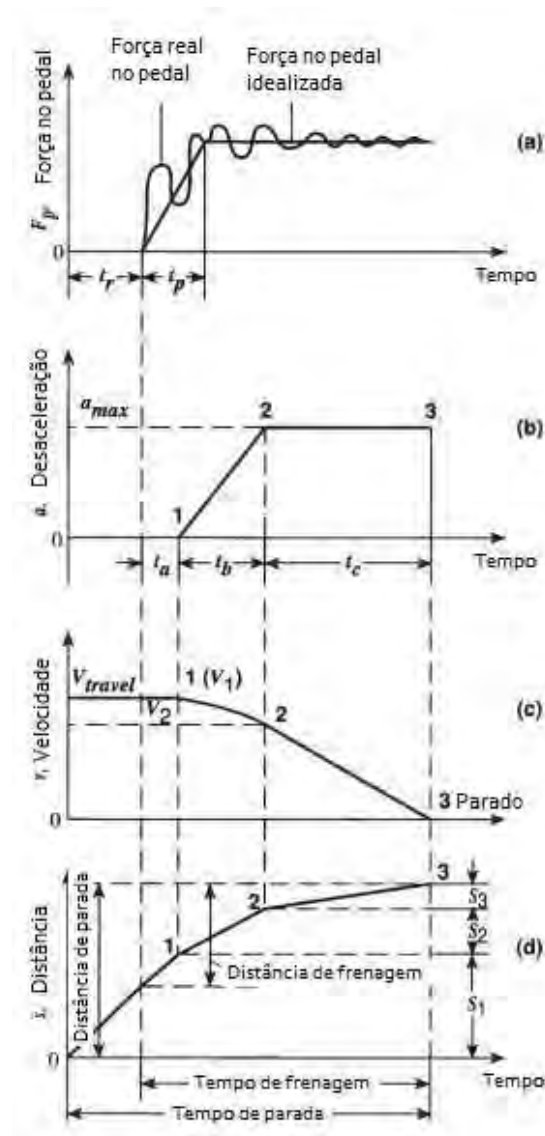


Figura. 5.3: Análise da distância de parada. Adaptado de Limpert (1999).

De acordo com a norma NBR 10966-2 (ABNT, 2015), em uma manobra de emergência, o tempo decorrido entre o momento em que o dispositivo de controle começa a ser acionado, e o momento em que a força de frenagem no eixo menos favorável alcança o nível correspondente ao desempenho prescrito, não pode exceder 0,6 s. Em frenagens de emergência, valores típicos de 0,75 a 1,5 s para o tempo de reação do motorista são aceitáveis. (LIMPert, 1999, 1984)

6 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE FREIOS DO OBUSEIRO 155MM

6.1 DESENHO DO SISTEMA DE FREIOS DO OBUSEIRO 155MM

As dimensões do sistema de freio S-Cam do Obuseiro 155 mm, medidas no Arsenal de Guerra do Rio (AGR), foram realizadas usando de trena e paquímetro. Porém, para algumas dimensões de certas peças do freio não foi possível a medição, pois o freio não estava completamente desmontado e pela própria natureza dos instrumentos de medição. Desse modo, algumas medidas precisaram ser mensuradas com o auxílio do software SolidWorks® para se obter maior precisão.

A técnica consistiu em posicionar fotos tiradas das vistas frontal e superior as formando para que ficasse em escala real (Figura 6.1). Para isso foi necessário uma medida de referência que foi mensurada com o paquímetro e trena. Feito isso, foi possível obter as outras medidas desenhando por cima da peça e medindo o que foi desenhado.



(a) Vista frontal do sistema de freio a tambor



(b) Vista superior do sistema de freio a tambor

Figura. 6.1: Imagens utilizadas nas medições das dimensões dos componentes de freio.

Foi modelado o desenho de alguns dos componentes do freio assim como a montagem deles para formar o sistema de freio a tambor por S-Cam. Foram desenhadas principalmente peças que estavam ligadas ao cálculo do fator de freio (Figura 6.2 e 6.3).

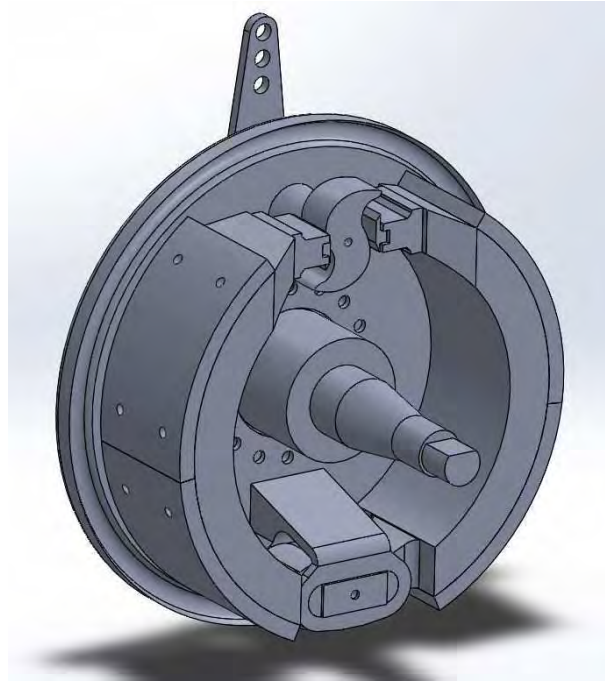


Figura. 6.2: Modelo do freio S-Cam no software SolidWorks® construído a partir das medições.

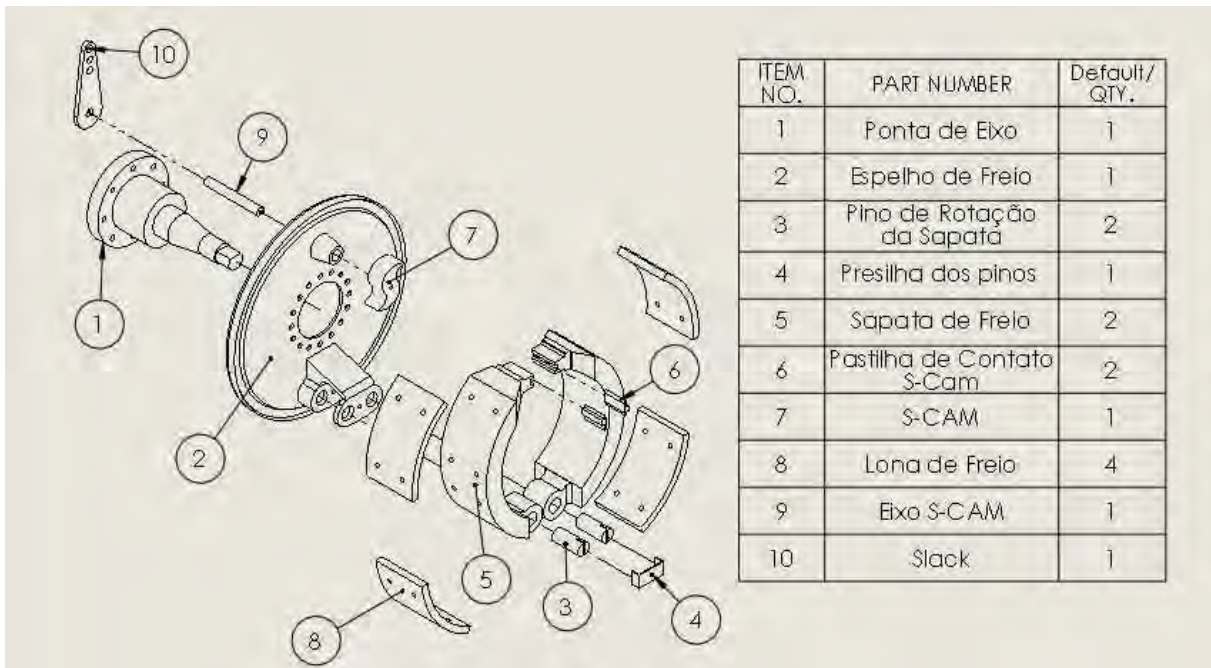


Figura. 6.3: Vista explodida da montagem do freio S-Cam do desenho em SolidWorks® juntamente com a lista dos seus componentes.

6.2 PARÂMETROS

Resumo dos valores medidos ou estimados que foram utilizados na modelagem e nas simulações. Tanto os dados

6.2.1 CONSTELLATION 31.320

Os dados para modelagem do sistema de freio da viatura tratora são apresentados na Tabela 6.1. Os parâmetros foram obtidos a partir de sua ficha técnica e de medições no próprio veículo. Os valores para os *brake factors* dianteiro e traseiro foram estimados com base na bibliografia (Limpert (1999) e Gillespie (1992)).

Tabela. 6.1: Parâmetros da Constellation 31.320

Medida	Valor
Área da câmara de freio Dianteira	154,8 cm ²
Área da câmara de freio Traseiro	193,5 cm ²
Pushout pressure (Pressão de Corte)	1 bar
Braço do Slack Dianteiro	150 mm
Braço do Slack Traseiro	145 mm
Braço do S-Cam (Traseiro e Dianteiro)	12,7 mm
Brake Factor Dianteiro	1.6
Brake Factor Traseiro	2.2
Raio efetivo do Tambor	190.5 mm
η_m (Eficiência mecânica)	0,75
K_a (Fator de redução devido ao ajuste)	1
K_t (Fator de redução devido a temperatura)	1

6.2.2 OBUSEIRO 155MM

Medidas para cálculo do *brake factor* do freio do obuseiro (Tabela 6.2). Dados obtidos a partir do manual do obuseiro (Department of the Army (1953)) e de medições no próprio armamento.

Tabela. 6.2: Medições para cálculo do Brake Factor (baseado na Figura 2.6).

Medida	Valor
a	180 mm
b	179 mm
h	338 mm
r	220 mm
c	209,7 mm
α	100 ^o

É importante ressaltar que o coeficiente de atrito da lona utilizada (FRASLE, 2019) varia entre $\mu = 0,25$ e $\mu = 0,45$ dependendo da temperatura de operação, com uma média em torno de $\mu = 0,40$. Desta forma, a partir da formulação apresentada na seção 2.3, tem-se o comportamento do *Brake Factor* do obuseiro apresentado na figura 6.4.

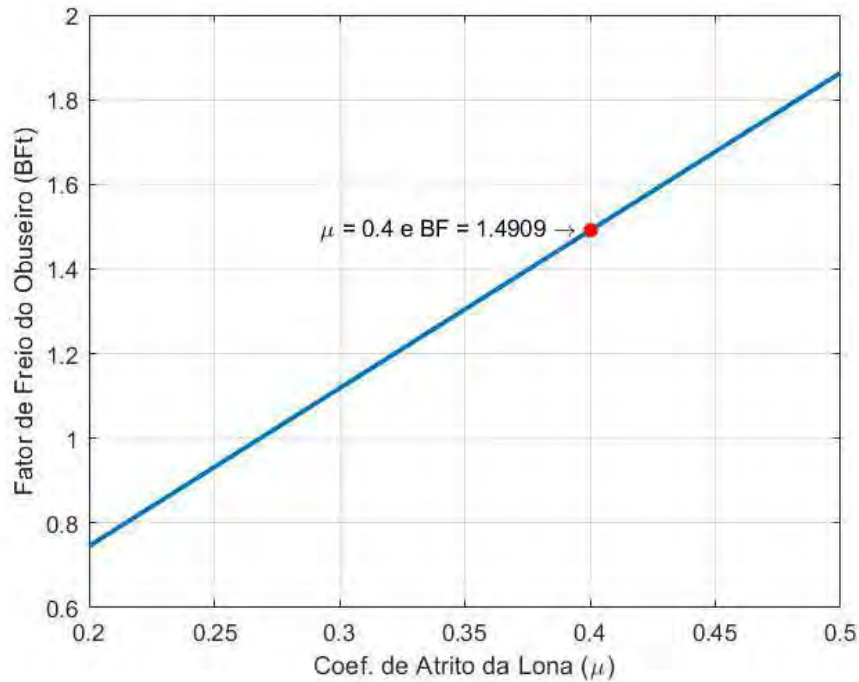


Figura. 6.4: Comportamento do Fator de Freio do Obuseiro

Dados para cálculo do sistema de freio são dispostos na Tabela 6.3.

Tabela. 6.3: Parâmetros da Obuseiro 155mm.

Medida	Valor
Área da câmara de freio	154,8 cm ²
Pushout pressure (Pressão de Corte)	1 bar
Braço do Slack (Menor ajuste)	125 mm
Braço do S-Cam	17,7 mm
Brake Factor ($\mu = 0,35$)	1,4909
Raio efetivo do Tambor	220 mm
η_m (Eficiência mecânica)	0,75
k_a (Fator de redução devido ao ajuste)	1
k_t (Fator de redução devido a temperatura)	1

6.2.3 DINÂMICA LONGITUDINAL

Os dados da viatura tratora e do obuseiro obtidos, como mencionado anteriormente, são dispostos nas Tabelas 6.4 e 6.5.

Tabela. 6.4: Parâmetros para o calculo da dinâmica longitudinal.

Medida	Valor
W (Massa do veiculo trator)	22170 kg
W_t (Massa do Obuseiro)	5760 kg
Peso da parte frontal do eixo traseiro duplo	8060 kgf
Peso da parte traseira do eixo traseiro duplo	7970 kgf
L (Entre-eixos viatura tratora)	3,98 m
L_t (Distancia do engate ao eixo)	4,375 m
h_b (Altura do engate)	970 mm
d (Distancia entre o ponto de ancoragem eixo traseiro e o engate)	1,16m
ψ (Razao entre CG-eixo dianteiro e o entre-eixos da viatura)	0,706
ψ_T (Razão entre CGt-engate e o Eixo-engate do obuseiro)	0,92
χ (Razão entre altura do CG e o entre-eixos da viatura)	0,22
χ_T (Razão entre altura do CGt e o entre-eixos do obuseiro)	0,33

Medidas do Eixo duplo (com base na Figura 4.3):

Tabela. 6.5: Parâmetros Eixo Duplo

Medida	Valor
u	574 mm
v	710 mm
q	1,36m
s	680mm

6.3 MODELOS E CÓDIGOS UTILIZADOS

Para a obtenção dos dados para análise utilizou-se de um conjunto de códigos em MATLAB/Simulink. O modelo principal simula a dinâmica do veículo e é utilizado para a aquisição de dados como coeficientes de aderência e desaceleração. O mesmo apresenta uma variação para um novo código o qual se realiza o cálculo da distância de parada da frenagem. Ambos os códigos são descritos nos Apêndices B e C.

O modelo recebe a pressão do sistema de freio e a distribui para o bloco do Sistema Pneumático. Este, por sua vez, utiliza da abordagem apresentada na seção 4.1, e tem como saída as forças de frenagem em cada eixo da viatura e no eixo do obuseiro. A metodologia utilizada visa evitar a especificidade dos elementos referentes ao veículo trator, por se tratar de um sistema complexo, por envolver diversos aspectos, como o comportamento

dos reservatórios e das válvulas utilizadas, e as pressões conduzidas tanto aos freios do veículo trator, quanto disponível para o reboque.

As forças de frenagem seguem para o bloco do Travamento, que também recebe como entrada as forças verticais em cada eixo (saídas do bloco da Dinâmica), de forma que este tenha como saída a criação das variáveis dos coeficientes de aderência de cada eixo do conjunto (nomeados de uTF , $uTRF$, $uTRR$ e uTT , representando os eixos dianteiro, primeiro traseiro, segundo traseiro e o do obuseiro). Além disso o bloco transmite as forças de frenagem ao bloco da Dinâmica.

O bloco da Dinâmica utiliza a abordagem apresentada na seção 4.2. O mesmo recebe as forças de frenagem em cada eixo e tem como saída a aceleração (em unidades de gravidade) e as forças verticais de cada eixo. Tais forças verticais retornam ao bloco do Travamento, como mencionado previamente, e a aceleração segue para aquisição de dados.

Os três blocos acima descritos são apresentados no Apêndice A.

No código de aquisição de dados, a pressão é variada de 0 até 10 bar, máximo possível no sistema de freios pneumáticos segundo Limpert (1999), e intervalo grande o suficiente para ser possível a análise em conformidade com a norma. No código de cálculo da distância de frenagem, a pressão utilizada varia de 0 a 7 bar em 0,3 s e se mantém constante até a parada, como o perfil apresentado na Figura 5.3. Além disso, a aceleração resultante é utilizada para cálculo da velocidade e distância percorrida. Quando a velocidade se torna nula, o código passa a transmitir uma pressão de 0 bar ao sistema de freio, cortando totalmente as forças de frenagem.

7 PROPOSTA DE SOLUÇÃO E MÉTODO UTILIZADO

7.1 ANÁLISE DO SISTEMA ATUAL

Analisando o sistema viatura-obuseiro quanto às normas apresentadas, tem-se a situação apresentada nas Figuras 7.1 e 7.2, quanto aos gráficos A2 e A6 (Figuras 5.1 e 5.2) do anexo da norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013).

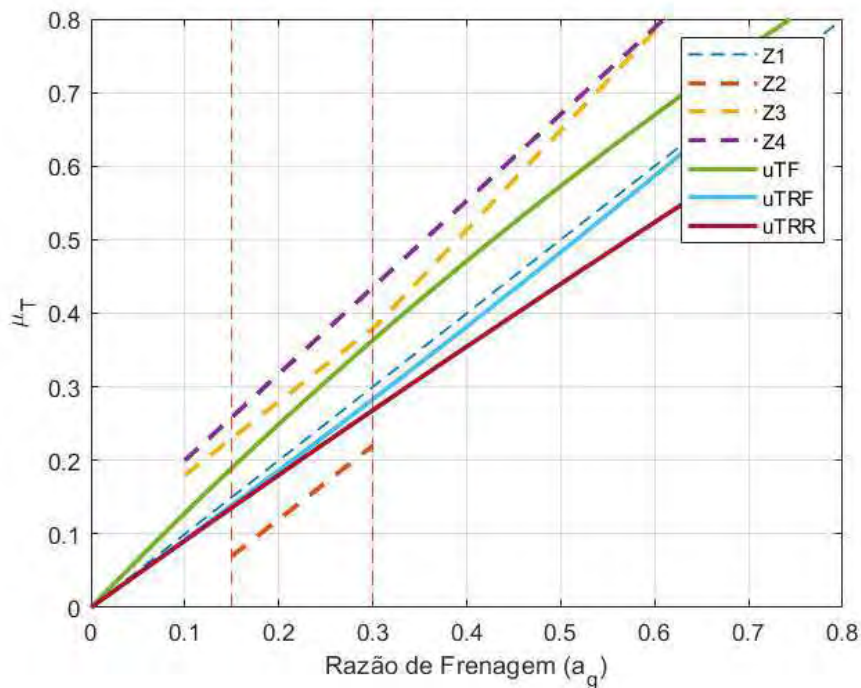


Figura. 7.1: Análise quanto ao gráfico A2 da norma 10966-7 da situação atual.

Percebe-se a partir da Figura 7.1 que a dinâmica da viatura se encontra em condições aceitáveis de acordo com a seção 6.1.1 da norma NBR 10966-7, estando as curvas dentro das limitações impostas e o eixo dianteiro com uma curva de aderência maior que ambos eixos traseiros. Porém, para o veículo *trailer* (obuseiro), na Figura 7.2, nota-se que a sua curva está acima dos limites estabelecidos pela norma para pressões acima de 5,7 bar, podendo resultar em um travamento prematuro do eixo do obuseiro antes dos eixos da viatura.

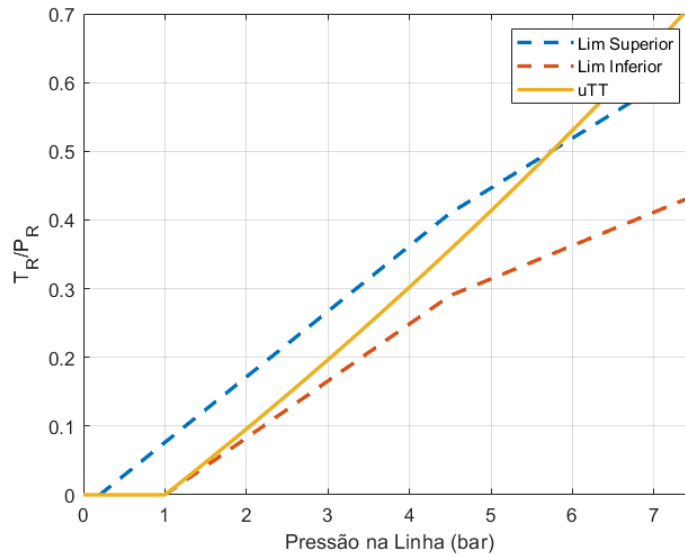


Figura. 7.2: Análise quanto ao gráfico A6 da norma 10966-7 da situação atual.

A comparação entre os coeficientes de aderência de todos os eixos é vista na Figura 7.3. Neste é possível perceber que a curva do eixo do obuseiro se encontra acima de todas as outras curvas para uma pressão acima de 4 bar, sendo seguida pela do eixo dianteiro e depois pelas dos dois eixos traseiros. Tal situação demonstra que, em uma estrada molhada ou de coeficiente de atrito baixo, o eixo do obuseiro será o primeiro a travar, antes mesmo do dianteiro, podendo levar o sistema à uma instabilidade e trazer risco a segurança dos ocupantes.

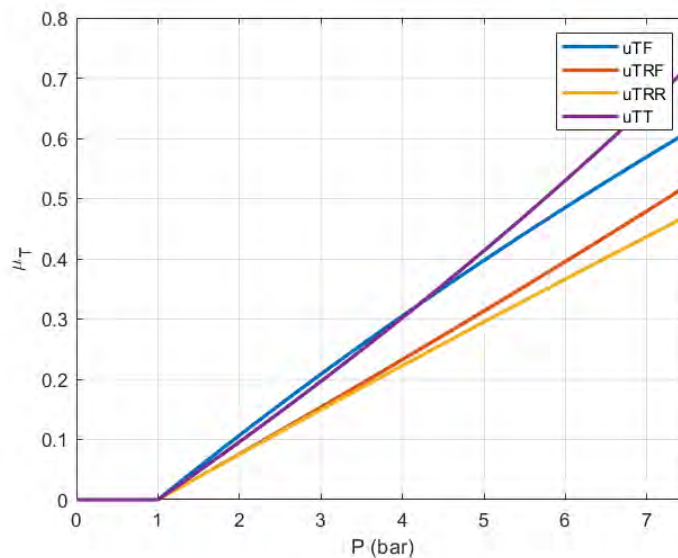


Figura. 7.3: Comparação dos coeficientes de aderência de cada eixo para situação atual.

Conclui-se, então, que a solução a ser proposta pelo presente trabalho deve adequar o sistema de freios do obuseiro à norma para *trailers*, considerando o gráfico A6 da norma 10966-7, e adequar a ordem de travamento das rodas do sistema completo para que o eixo dianteiro seja o primeiro a travar.

7.2 PROPOSTA DE SOLUÇÃO PARA O SISTEMA ATUAL

A partir dos dados obtidos para o sistema atual do obuseiro e a sua própria construção, nota-se que o ganho do sistema (variável K_t da Figura A.3 do Apêndice A) deve ser ajustado. Esta variável pode ser escrita pela equação 7.1, a partir do apresentado na seção 4.1.

$$K_t = A_c BF \eta_m \rho k_A k_T \frac{r}{R_{din}} \quad (7.1)$$

Onde:

A_c = Área da câmara de serviço;

BF = Brake Factor;

μ_m = rendimento mecânico;

ρ = Multiplicação de esforços devido ao Slack e S-Cam dada por $\frac{l_s}{2l_c}$;

k_A = fator de redução devido ao ajuste;

k_T = fator de redução devido à temperatura;

r = raio efetivo do tambor;

R_{din} = raio dinâmico do pneu.

Das variáveis acima, o fator de freio BF é consequência principalmente da geometria do tambor, e para alterar o mesmo seria necessário alterar todo o espelho de freio e conjunto de encaixe da roda. O mesmo vale para a variável raio do tambor, r . Quanto ao raio dinâmico do pneu, R_{din} , a sua troca só seria possível com a troca do conjunto por completo, prejudicando a intercambiabilidade de material, pois a viatura utiliza o mesmo padrão de pneu que o obuseiro (14.00R20). Os fatores k_A e k_T são variáveis de modelagem e não fatores de projeto. Por fim, restam a razão ρ e a área da câmara de freio, A_c , como o S-Cam está fixo no sistema do freio à tambor, somente o comprimento do *slack* l_s pode ser ajustado.

Sendo assim, o objetivo desta proposta é encontrar o conjunto câmara de freio e *Slack* que faça com que o sistema e o obuseiro alcancem os objetivos previamente comentados, se adequando às normas e minimizando a distância de parada.

7.3 ANÁLISE DA PROPOSTA DE SOLUÇÃO

Para encontrar o melhor par de variáveis A_c e l_s para os objetivos, foi criada a variável $aux = A_c l_s$ de forma que o ganho do freio do obuseiro K_t é proporcional a esta variável, como se pode perceber a partir da equação 7.1.

Um código é utilizado para achar a melhor variável aux , conforme apresentado no Apêndice C. Tal código funciona da seguinte maneira: inicialmente procura-se pelo intervalo que a variável aux deve pertencer para que a frenagem do obuseiro esteja dentro do gráfico A6 da norma 10966-7. Logo após, procura-se pelo valor da variável neste intervalo que vai apresentar a menor distância de parada, de forma que não ocorra travamento em quaisquer eixos em algum momento (para uma velocidade inicial de 60 km/h e uma pressão máxima de aplicação de 7,5 bar, conforme a norma). Vale ressaltar que o resultado encontrado será o maior valor para a variável aux do intervalo que atende a norma o qual não ocorre travamento, pois aumentando k_t diminui-se a distância de parada.

As variáveis aux e K_t para a situação atual do sistema de freios do obuseiro valem, respectivamente, 0,001935 e 0,01867. Para a situação de menor distância de parada e adequação às normas o código, encontrou os valores para aux e K_t de 0,001730 e 0,01669, respectivamente. Tais valores eram esperados, pois a inadequação às normas será em virtude de estar acima dos limites impostos no gráfico A6 (vide figura 7.2).

Dado o valor necessário de aux e utilizando tamanhos comerciais de câmara de freio, encontram-se as possíveis soluções apresentadas na Tabela 7.1.

Tabela. 7.1: Opções para $aux = 0,001730$

Área da Câmara de Freio (A_c em in^2)	12	16	20	24	30
Comprimento do Slack (l_s em cm)	22,34	16,75	13,40	11,17	8,93

Analisando mais uma vez o sistema viatura-obuseiro quanto as normas, mas utilizando-se das variáveis propostas pela solução, têm se as Figuras 7.4 e 7.5, representando os gráficos A2 e A6 (Figuras 5.1 e 5.2) do anexo da norma NBR 10966-7 (ABNT, 2013).

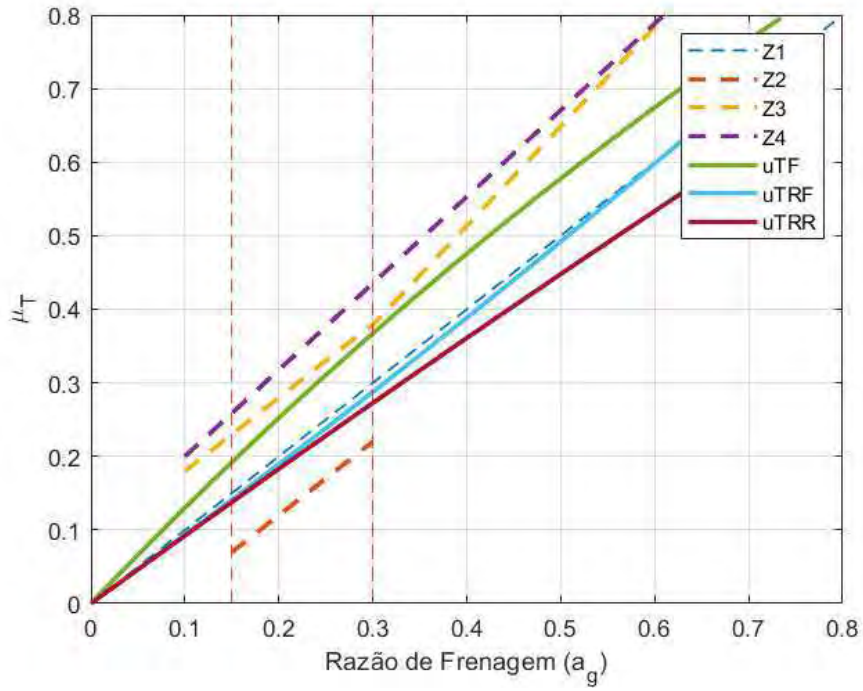


Figura. 7.4: Análise quanto ao gráfico A2 da norma NBR 10966-7 da proposta de solução ($aux = 0,001730$).

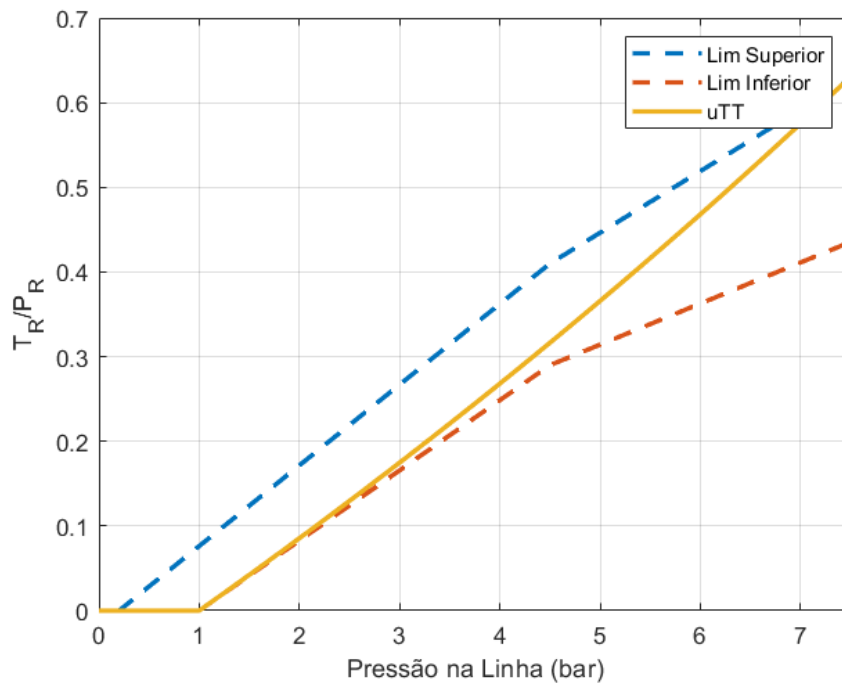


Figura. 7.5: Análise quanto ao gráfico A6 da norma NBR 10966-7 da proposta de solução ($aux = 0,001730$).

Nota-se que agora o sistema de freios do obuseiro respeita o gráfico A6 da norma,

estando dentro dos limites impostos pela mesma. Além disso, com a modificação a viatura não deixou de obedecer as regras impostas pela norma.

Novamente, gera-se a Figura 7.6 para comparação. Nota-se que com a proposta de solução, a curva de aderência do eixo dianteiro se encontra acima de todas as outras curvas até a pressão máxima usual de operação da viatura (aprox. 7 bar), garantindo que o mesmo trave antes dos outros eixos, incluindo o eixo do obuseiro.

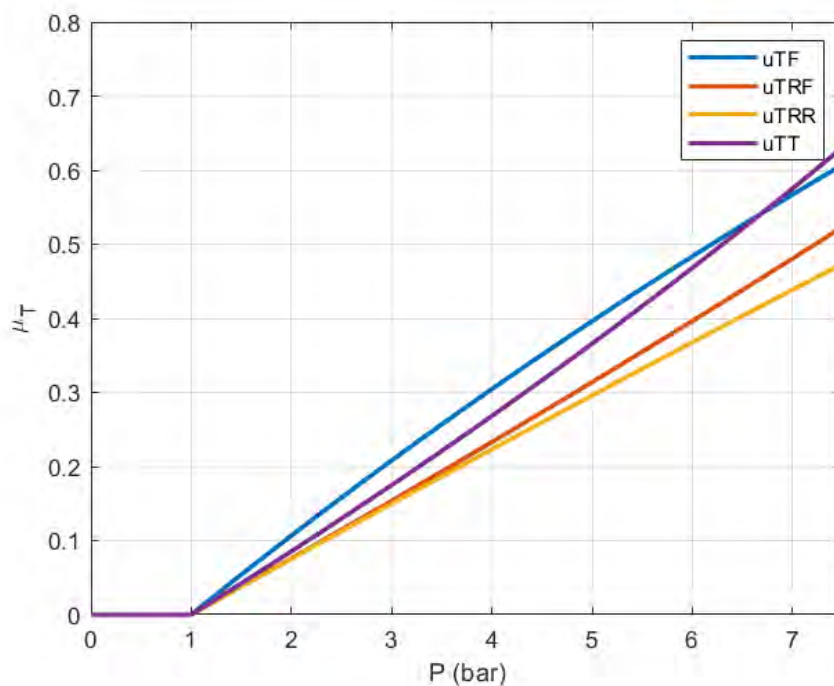


Figura. 7.6: Comparação dos coeficientes de aderência de cada eixo para proposta de solução ($aux = 0,001730$).

Sendo assim, percebe-se que a solução proposta atende às normas apresentadas e garante uma sequência de travamento segura, tendo os eixos traseiros como últimos a travarem em uma frenagem extrema em um terreno desfavorável

Complementando a análise, é analisado o quanto a distância e o tempo de frenagem variam para a solução proposta. Para a situação atual tem-se um tempo de parada de 3,594 s e uma distância de frenagem de 31,36 m. Com a proposta de solução o tempo passa para 3,644 s e a distância para 31,78 m. Nota-se o quanto a variação é bem pequena (0,05s e menos de 0,5 m), mostrando que a proposta de solução não é distante da situação atual do obuseiro, de forma que não haverá problemas com a implementação e compatibilidade da solução, e se ganhará a adequação a norma e garantia de uma melhor estabilidade (devido a nova sequência de travamento das rodas) do conjunto.

Tabela. 7.2: Comprimento de Slack (em cm) por diafragma para diferentes coeficientes de atrito

μ	BF	Tamanho Diafragma		
		20"	24"	30"
0,3	1,1182	17,90 cm	14,91 cm	11,93 cm
0,35	1,3045	15,34 cm	12,78 cm	10,23 cm
0,4	1,4909	13,40 cm	11,17 cm	8,93 cm
0,45	1.6773	11,93 cm	9,94 cm	7,95 cm

Porém, foi mencionado anteriormente que coeficiente de atrito das lonas de freio variam. Desta forma, o *brake factor* do freio do obuseiro varia e, para cada valor do mesmo, têm-se um conjunto diafragma-*slack* ideal para adequação as normas e distância mínima de frenagem. A Tabela 7.2 exemplifica o resultado da metodologia da proposta de solução apresentada acima aplicada para situações com coeficientes de atrito entre lona e tambor diferentes. Para verificar qual é o conjunto ideal, seria necessário um conjunto de testes de campo utilizando cada solução de forma a verificar qual possui o melhor comportamento. Tais testes não foram realizados por estar fora do escopo deste presente trabalho.

8 ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAL E ORÇAMENTO

É necessário separar o que deve ser comprado para os testes e o que deve ser comprado para o pacote de revitalização. Para os testes se faz necessário possuir mais de um conjunto câmara de freio e slack, como apresentado anteriormente na Tabela 7.2, com o objetivo de se encontrar o par ideal. Por outro lado, entrará no pacote de revitalização somente o par ideal de câmara de freio e slack, além das peças de fixação e um novo conjunto de tubulação.

8.1 MATERIAIS PARA TESTE

Os pacotes de todos os componentes para testes são especificados na Tabela 8.1, em busca de se definir o par ideal, por meio dos testes realizados, e foram escolhidos com base na compatibilidade com os antigos componentes, no resultado da simulação e na disponibilidade do mercado.

Tabela. 8.1: Componentes para teste de frenagem do obuseiro

Câmaras de Freio	Câmara de Freio 20" Câmara de Freio 24"
Slack's de 10T(número de dentes) e 50,8 mm (espessura)	5"(12,7 cm) 5,5"(14,0 cm) 5,7"(14,5 cm) 6"(15,2 cm) 6,5"(16,5 cm)

8.2 MATERIAIS PARA REVITALIZAÇÃO

Além do par slack/câmara que obter melhor resultado nos testes, é de interesse do projeto especificar os demais componentes com peças atuais do mercado. Como é explicitado na Tabela 8.2, a seguir:

Tabela. 8.2: Componentes para revitalização do obuseiro

Tubulações	
Componente	Especificação
Tubo de Nylon 102 TB (Com Trama) 1/2"	$D_{Ext}=12.7\text{mm}$ $P_{mxima}=6.6\text{MPa}$
FLEXOR 1SN/R1AT 3/8"	$D_{Ext}=16.5\text{mm}$ $P_{mxima}=18\text{MPa}$
FLEXOR 1SN/R1AT 1/2"	$D_{Ext}=19.9\text{mm}$ $P_{mxima}=16\text{MPa}$
Peças	
Válvula Relé Emergência RE-4 Fluair VRE-01604	
Válvula de Descarga Rápida Fluair DRS-016	
Lona Moldada 330 X 4"5/8 C/Parafuso de Furo 3/8"	

Para realização dos testes de frenagem, são necessários um par de cada componente (diafragma e *slack*) para combiná-los nas configurações apresentadas a fim de se encontrar o que resulta em melhores condições de uso. Portanto, para elaboração do orçamento, foram consideradas 4 câmaras de freios, sendo 2 câmaras de freio de 20" e 2 câmaras de 24", além de 5 pares de *slacks* com tamanhos que possuem comprimento que variam de 12,7 cm a 16,5 cm.

8.3 ORÇAMENTO

Existem dois orçamentos a serem levantados: o referente aos materiais necessários para os testes e o referente ao pacote de revitalização.

Como mencionado, são necessários comprar 2 câmaras de freio e 5 pares de *slack* diferentes para a realização dos testes e obtenção do melhor conjunto. A partir destes dados, o orçamento de testes é apresentado na Tabela 8.3.

É importante ressaltar que os valores apresentados para câmara de freio e *slack* são estimados com base em pesquisa de mercado e não representam o valor exato do material específico ao obuseiro.

Tabela. 8.3: Orçamento de Testes

Componente	Quantidade	Preço (R\$)
Câmara de Freio	4	1040,00
Slack	10	1349,90
Total		2389,90

Quanto ao orçamento do pacote de revitalização em si, só se fará necessário comprar um par do conjunto ideal de câmara de freio e *slack*. Além desses materiais principais, os outros materiais especificados anteriormente também entram no orçamento. O mesmo pode ser visto na Tabela 8.4

Tabela. 8.4: Orçamento do Pacote Final de Revitalização

Componente	Quantidade	Preço
Câmara de Freio (ideal)	2	R\$520,00
Slack (ideal)	2	R\$269,98
Tubo de Nylon 102 TB (Com Trama) 1/2"	5 metros	R\$25,67
FLEXOR 1SN/R1AT 3/8"	16 metros	R\$176,88
FLEXOR 1SN/R1AT 1/2"	4 metros	R\$48,71
Válvula Relé Emergência RE-4 Fluair VRE-01604	1	R\$199,35
Válvula de Descarga Rápida Fluair DRS-016	1	R\$69,55
Lona Moldada 330 X 4"5/8 C/Parafuso de Furo 3/8"	Kit (8 un)	R\$1400,00
Total		R\$ 2710,14

Os materiais para teste tem como objetivo somente encontrar o par câmara de freio - *slack* ideal, enquanto os do pacote final visam tanto o melhor funcionamento do sistema de freio, quanto a atualização de componentes antigos. Desta forma, ficam definidas as duas últimas fases do trabalho, englobando a compra, instalação, teste e validação do processo e materiais utilizados.

9 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

O projeto do sistema de freios do obuseiro levanta variáveis que envolvem o sistema do conjunto como um todo. Logo, diversas restrições são estabelecidas de antemão, que vão desde as dimensões do veículo *trailer*, passando pelas restrições geométricas, pelos materiais e peças disponíveis no mercado, até a pressão pneumática fornecida pela viatura. Essa revitalização facilita na manutenção dos componentes, visto que a substituição ocorre por peças já disponíveis no mercado.

Para ter uma base de comparação, o sistema de freios atual é estruturado em ambiente computacional, levando em conta suas dimensões, e estipulando determinadas condições de uso. A partir dos desenhos em CAD, é possível definir os componentes passíveis de substituição, que não modifiquem o funcionamento de outros subsistemas do conjunto caminhão/obuseiro. Da modelagem matemática, o estudo da dinâmica longitudinal em conjunto com as imposições das normas, concluiu-se que os dois componentes do obuseiro, sujeitos a modificação, são a câmara de serviço e o *slack*, em que os resultados provenientes apontam para a utilização de pares que satisfazem as condições estabelecidas, respeitando os possíveis coeficientes de atrito das lonas, sendo necessário realizar testes de para avaliar qual combinação se destaca em relação as demais. Os materiais para os testes foram orçados em R\$ 2389,90.

Obtendo-se o conjunto câmara de freio e *slack* ideal a partir dos testes, fecha-se o pacote de revitalização adicionando os componentes que servirão de atualização do sistema com peças atuais de mercado. O valor final é orçado em R\$ 2710,14 por pacote, de forma que cada pacote atende um obuseiro.

Como sugestões para os próximos trabalhos, podem-se ter:

- a) Realizar o ensaio do conjunto Constellation-Obuseiro no CAEx, baseado nas normas ABNT NBR (série 10966-X), com o objetivo de avaliar e validar as soluções de Câmara de Freio/Slack apresentadas no trabalho, selecionando o conjunto ideal.
- b) Como uma forma de refinar o modelo Constellation-Obuseiro, considerar o mecanismo da válvula de pedal do freio, de tal forma a avaliar como ela influencia na distribuição de pressão ao longo da linha pneumática quando acionada.
- c) Considerar o efeito da temperatura nos freios do Obuseiro, visto que alteram a performance da frenagem devido ao efeito de *fade*.

10 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 13776: Veículos rodoviários automotores, seus rebocados e combinados - Classificação.** Rio de Janeiro: [s.n.], 2006.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 10966-7: Veículos rodoviários automotores - Sistema de freio. Parte 7: Distribuição de frenagem entre os eixos e requisitos de compatibilidade entre os veículos tratores e rebocados das categorias M, N e O.** Rio de Janeiro: [s.n.], 2013.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 10966-2: Veículos rodoviários automotores - Sistema de freio. Parte 2: Ensaios de frenagem e desempenho para veículos das categorias M, N e O..** Rio de Janeiro: [s.n.], 2015.
- Day. Drum brake interface pressure distributions. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, v. 205, n. 2, p. 127–136, 1991.
- Department of the Army. **Technical Manual 9-331A: 155-mm HOWITZER M1 AND 155-mm HOWITZER CARRIAGES M1A1 AND M1A2.** [S.l.]: Headquarters, Department of the Army, 1953.
- DPK. Saiba como o sistema de freio a tambor é composto. Disponível em: <<https://www.dpk.com.br/saiba-como-sistema-freio-tambor-composto/>>. Acesso em: 05 abril de 2019.
- FRASLE. FRICTION TEST FOR BRAKE LINING. Disponível em: <<https://www.taro.com.au/sites/default/files/files/friction%20LT867.pdf>>. Acesso em: 29 setembro de 2019.
- Gillespie. **Fundamentals of vehicle dynamics.** [S.l.: s.n.], 1992. (Relatório Técnico).
- Leucht. **The directional dynamics of the commercial tractor-semitrailer vehicle during braking.** [S.l.: s.n.], 1970. 1146-1156 p. (Relatório Técnico).
- Limpert. **Motor vehicle accident reconstruction and cause analysis.** [S.l.: s.n.], 1984. (Relatório Técnico).

- Limpert. **Brake design and safety**. [S.l.]: SAE, 1999.
- Myers. **The Effect of “S” Cam Brake Component Variation on Performance**. [S.l.: s.n.], 1975. (Relatório Técnico).
- Natarajan, Darbha, e Rajagopal. A model of the relay valve used in an air brake system. **Nonlinear Analysis: Hybrid Systems**, v. 1, p. 430–442, 2007.
- Radlinski e Richard. **Braking performance of heavy US vehicles**. [S.l.: s.n.], 1987. (Relatório Técnico).
- Sayim e Zhang. Experimental quantification of brake factor for s-cam type foundation brake. **Measurement**, v. 87, p. 117–125, 2016.
- Sayim e Zhang. Optimization of the brake factor for an s-cam foundation brake using rsm. **Strojnicki Vestnik-Journal of Mechanical Engineering**, v. 62, n. 9, p. 503–511, 2016.
- Subramanian, Darbha, e Rajagopal. Modeling the pneumatic subsystem of an s-cam air brake system. **Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control**, v. 126, p. 1416– 1421, 2003.
- VOLSKWAGEN. Caminhão modelo Constelattion 31.330. Disponível em: <<https://www.vwco.com.br/produtos-volkswagen/modelo/constellation-7/31-330-6x4-48>>. Acesso em: 10 julho de 2019.

APÊNDICE A - CÓDIGOS MATLAB/SIMULINK PARA DINÂMICA

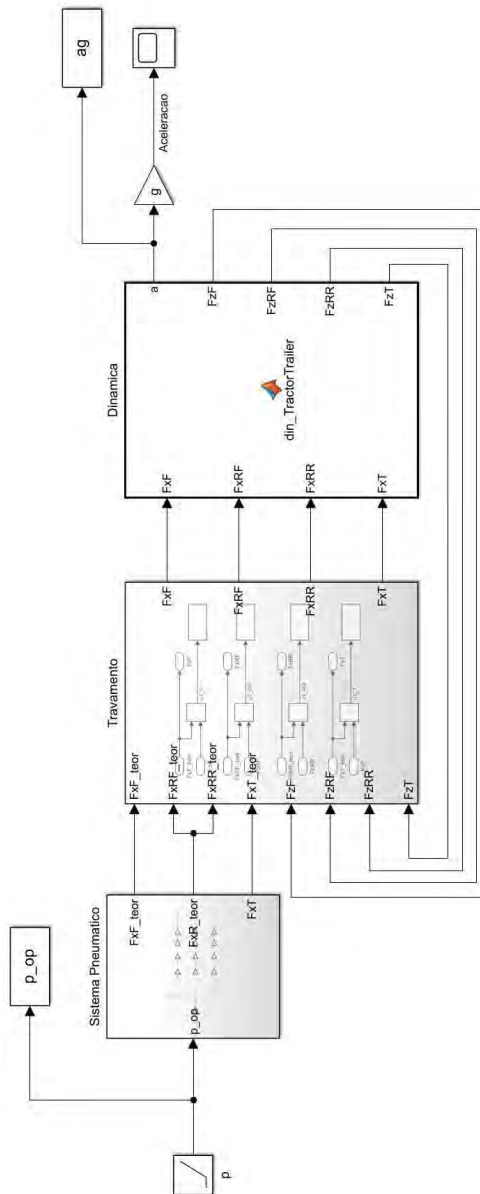


Figura. A.1: Código da dinâmica de frenagem para aquisição de dados em MATLAB/Simulink

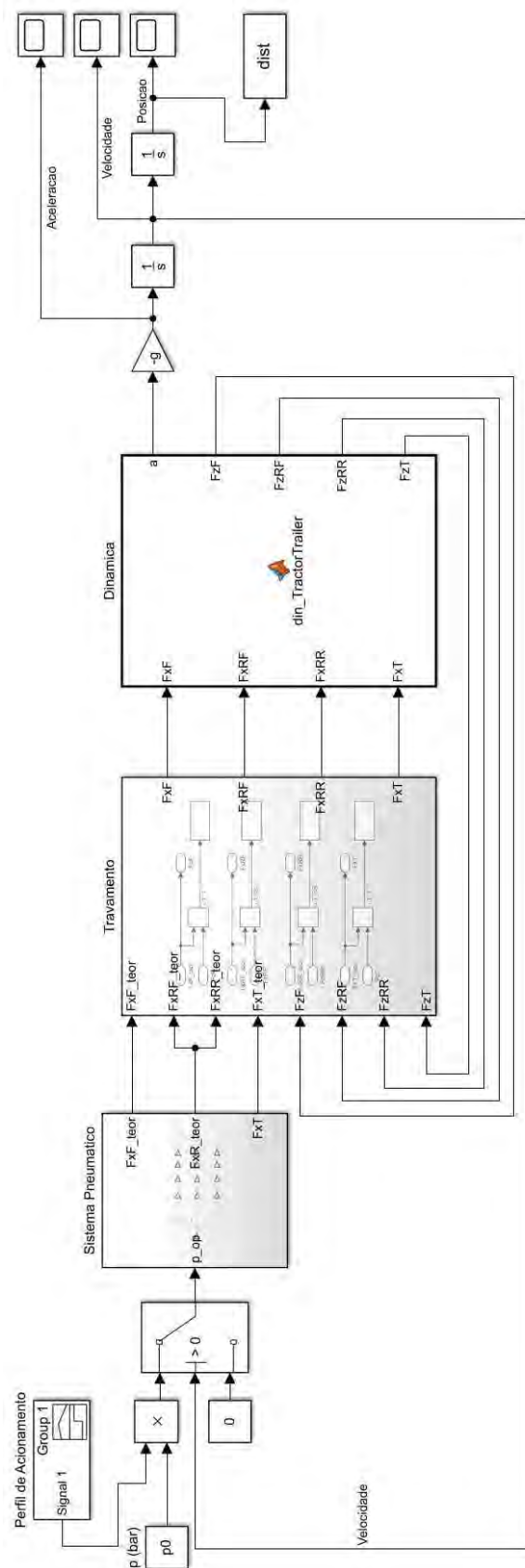


Figura. A.2: Código da dinâmica de frenagem para aquisição da distância de parada em MATLAB/Simulink

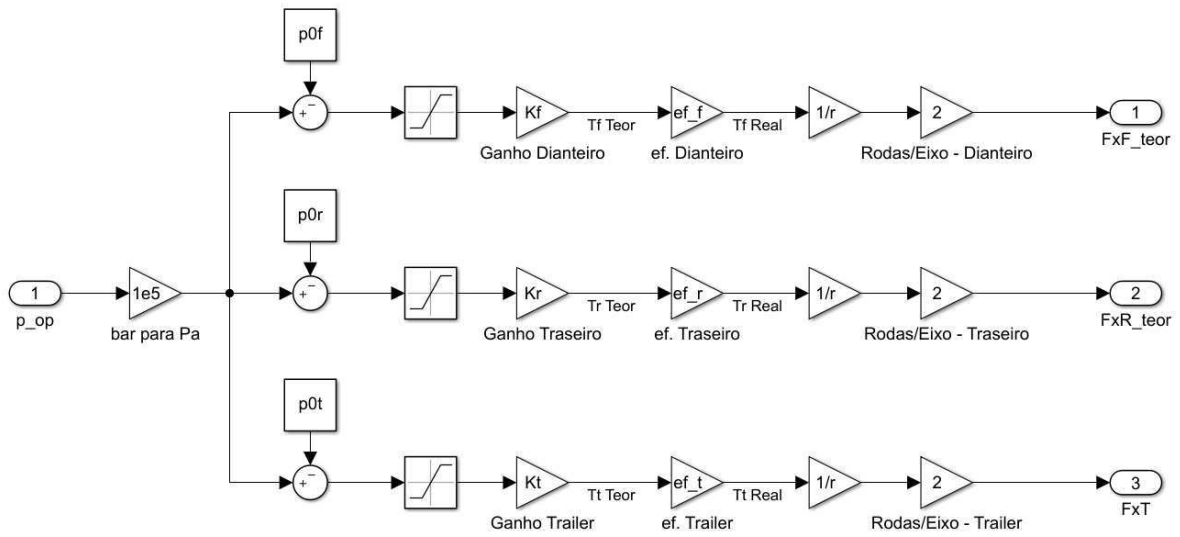


Figura. A.3: Bloco do Sistema Pneumático

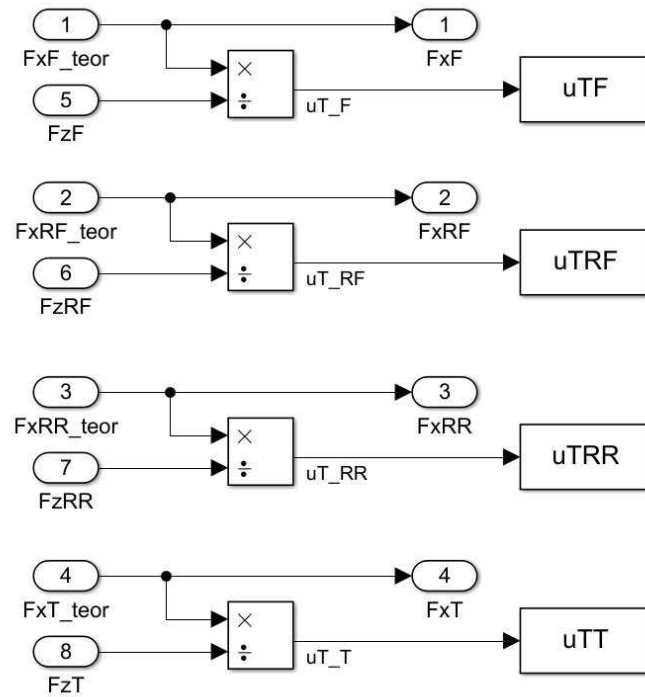


Figura. A.4: Bloco do Travamento

APÊNDICE B - BLOCO DA DINÂMICA - MATLAB *FUNCTION* UTILIZADA

```
1 function [a,FzF,FzRF,FzRR,FzT] = din_TractorTrailer(FxF,FxRF,FxRR,FxT)
2 %% Dados Dinamica
3
4 g = 9.81;
5 v0 = 60/3.6;
6 u_road = 0.8;
7
8 % Pesos
9 W = 22710*g; %peso do veiculo trator OK
10 Wt = 5760*g; %peso do obuseiro OK
11 wF = 8060*g; %peso da parte frontal do eixo traseiro duplo OK
12 wR = 7970*g; %peso da parte traseira do eixo traseiro duploOK
13
14 %Geometria Viatura e Obuseiro
15 L = 3.98; %entre-eixos viatura tratora OK
16 Lt = 3; %entre-eixos obuseiro
17 hB = 0.97; %altura mao de amigo OK
18 d = 1.16; %distancia horizontal entre ponto de ancoragem eixo traseiro ...
    e mao de amigo OK
19
20 psi = (wF+wR)/W; % razao entre distancia horizontal do CG ate o eixo ...
    dianteiro e o entre-eixos da viatura OK
21 psiT = 0.739; % razao entre distancia horizontal do CGt ate a mao de ...
    amigo e o entre-eixos do obuseiro
22 chi = 0.22; % razao entre altura do CG e o entre-eixos da viatura
23 chiT = 0.12; % razao entre altura do CGt e o entre-eixos do obuseiro
24
25 % Geometria eixo duplo traseiro (limpert) OK
26 u = 0.96*1.196/2; % raio dinamico do pneu da viatura
27 v = 0.71; %altura ponto de ancoragem eixo traseiro viatura
28 q = 1.36; %distancia horizontal entre as partes frontal e traseira
29 s = q/2; %distancia horizontal da parte frontal ao ponto de ancoragem
30
31 %% Matrizes equacionamento
```

```

32
33 A = [W+Wt 0 0 0 0 -1 0;
34       0 1 0 0 1 0 1;
35       Wt*(chiT*Lt-hB) 0 0 0 Lt 0 0;
36       W*(chi*L-hB) -(d+L) 0 0 0 (hB-v) -d;
37       (wF+wR) 0 0 0 0 1 0;
38       0 0 1 1 0 0 -1;
39       (v-u)*(wF+wR) 0 s -(q-s) 0 0 0];
40
41 b = [FxF+FxT;
42       W+Wt;
43       Wt*psiT*Lt-FxT*hB;
44       -W*(d+(1-psi)*L)-hB*FxT;
45       FxRF+FxRR;
46       wF+wR;
47       wF*s-wR*(q-s)];
48
49 aux = A\b;
50
51 a = aux(1);
52 FzF = aux(2);
53 FzRF = aux(3);
54 FzRR = aux(4);
55 FzT = aux(5);

```

APÊNDICE C - SIMULAÇÃO DE OTIMIZAÇÃO DOS PARÂMETROS PERTINENTES

```
1  clc
2
3  %% Definicao das Normas
4
5  %7.1.1.1 - grafico A6
6  pmSup_Trai = [0.2 4.5 7.8];
7  uSup_Trai = [0 0.41 0.65];
8  pmInf_Trai = [1 4.5 7.8];
9  uInf_Trai = [0 0.29 0.45];
10
11 %% Variacao de Kt
12
13 % Variaveis de Projeto: At (area camara) / ls_t (tamanho slack)
14 % -> aux_proj = At*ls_t
15 aux_proj = 0.0015:0.000005:0.0024; % intervalo escolhido por teste manual
16 Kt_test = aux_proj/(2*lc_t)*BFt*kAt*kTt*rTb_tr; %ganho do trailer
17 n = length(aux_proj); %quantidade de variaveis
18 Av = ones(n,1); %variavel de registro de avaliacao (1 = passou / 0 = ...
    nao passou)
19
20 %% Teste quanto as Normas
21 for i=1:1:n
22     Kt = Kt_test(i);
23     sim('AquisDados_Din.slx',10)
24     m = length(p_op);
25
26     % Teste para 7.1.1
27     for j=1:1:m
28         if (p_op(j)>p0t/1e5)&&(p_op(j)<7.5)
29             %teste para lim sup
30             if sign(interp1(pmSup_Trai,uSup_Trai,p_op(j))-uTT(j))<-2e-2
31                 Av(i) = 0;
32             end
33         end
34     end
35 end
```

```

34     end
35     %teste para lim inf
36     if max(uTT)/9 < 0.29/3.5
37         Av(i) = 0;
38     end
39     clc
40     i
41 end
42 clc
43
44 %registro do maior e menor valor possivel
45 aux_min = 0;
46 aux_max = 0;
47 for i=1:1:n
48     if (Av(i)==1)&&(aux_min==0)
49         aux_min = aux_proj(i);
50         Kt_min = Kt_test(i);
51     end
52     if (Av(i)==0)&&(aux_min≠0)&&(aux_max==0)
53         aux_max = aux_proj(i-1);
54         Kt_max = Kt_test(i-1);
55     end
56 end
57
58 %% Teste de aux_proj para menor distancia de parada
59 % Teste da distancia de parada
60 % pressao max = 140 bar =
61
62 aux_dist = aux_min:(aux_max-aux_min)/20:aux_max;
63 Kt_dist = aux_dist/(2*lc_t)*BFt*kAt*kTt*rTb_tr;
64 n = length(aux_dist);
65
66 dist_final = 1000;
67 i_solucao = 0;
68 p0 = 7.5;
69 for i=1:1:n
70     Kt = Kt_dist(i);
71     sim('Distancia_Din.slx',10)
72
73     if ...
74         ((max(uTF) < u_road) && (max(uTRF) < u_road)) && ((max(uTRR) < u_road) && (max(uTT) < u_road))
75         ok = 1;

```

```

75     else
76         ok = 0;
77     end
78     if (max(dist)<dist_final)&&(ok==1)
79         dist_final = max(dist);
80         i_solucao = i;
81     end
82     clc
83     i
84 end
85 i_solucao
86
87
88
89 %% Escolha das possiveis solucoes
90 Acam = [12 16 20 24 30]; %valores comerciais de camara (in2)
91 ls_sol = aux_dist(i_solucao)./(0.00064516*Acam);
92
93 Acam
94 ls_sol*100

```