

DESEMPENHO NA FREAGEM DE VEÍCULOS COMBINADOS DO TIPO CAVALO-MECÂNICO E SEMI-REBOQUE COM VÁLVULAS ALB

Antonio Carlos de Oliveira



Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antonio Carlos Canale

São Carlos
1999



Class.	TCC - EESC
Em.	4064
Tombo	004299

311 00006850

3/5 1021820

Ficha catalográfica preparada pela Seção de Tratamento da
Informação do Serviço de Biblioteca - EESC/USP

048d

Oliveira, Antonio Carlos de
Desempenho na freagem de veículos combinados do tipo
cavalo-mecânico e semi-reboque com válvulas ALB /
Antonio Carlos de Oliveira. -- São Carlos, 1999.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 1999.

Área: Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Canale.

1. Freio. 2. Desempenho. 3. Estabilidade.
4. Segurança. 5. Cavalo-mecânico. 6. Semi-reboque.
I. Título.


FOLHA DE APROVAÇÃO

Candidato: Engenheiro **ANTONIO CARLOS DE OLIVEIRA**

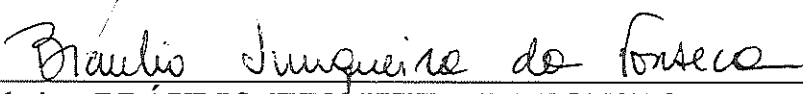
Dissertação defendida e aprovada em 17.12.1998
pela Comissão Julgadora:



Prof. Dr. **ANTONIO CARLOS CANALE (Orientador)**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



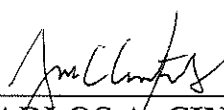
Prof. Tit. **JOÃO ALEXANDRE WIDMER**
(Escola de Engenharia de São Carlos - Universidade de São Paulo)



Engenheiro **BRÁULIO JUNQUEIRA DA FONSECA (Especialista)**
(Knorr Bremse Sistemas para Veículos Comerciais Brasil Ltda)



Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador da Área de Engenharia Mecânica



JOSÉ CARLOS A. CINTRA
Presidente da Comissão de Pós-Graduação da EESC

Dedico este trabalho..

..ao SENHOR, à minha mãe Maria Teresa Cortossi de Oliveira e aos meus irmãos Carmo Aparecido de Oliveira e José Armando de Oliveira.

AGRADECIMENTOS

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo.

Ao Prof. Dr. Antonio Carlos Canale, pela amizade e orientação durante a elaboração deste trabalho.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – CNPq, pela bolsa de estudos concedida.

Ao Eng^o Bráulio Junqueira da Fonseca e FREIOS KNORR, pelo material técnico cedido e apoio ao desenvolvimento deste trabalho.

Ao Eng^o Odilon Terresi Persegui, por ceder o programa computacional e os trabalhos desenvolvidos anteriormente.

Aos amigos Gabriel A. Costa e Emerson Yukihisa Komii pela ajuda durante o desenvolvimento do sistema computacional.

Ao Eng^o Msc. Dirceu Lavoisier Graci Fernandes pela preciosa ajuda para o desenvolvimento dos estudos teóricos.

Ao Prof. Dr. Álvaro Costa Neto pela efetiva participação no exame de qualificação.

Ao meu irmão Carmo Aparecido de Oliveira e à minha mãe Maria T. Cortossi de Oliveira pela assistência e ajuda financeira.

Aos amigos Carim Miguel Toubia, Gelafito E. G. Klinsky, Gil M. Carelli, Luiz G. P. Rago, Marcos Manzutti, Ricardo Opperman, Alexandre N. Pereira e Aline Rejane Bortoletto.

A todos os colegas, professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da EESC/USP pelo companheirismo e colaboração.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	i
LISTA DE TABELAS.....	iv
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS.....	v
LISTA DE SÍMBOLOS.....	vi
RESUMO.....	ix
<i>ABSTRACT</i>	x
1 INTRODUÇÃO.....	1
2 SISTEMAS DE FREIOS.....	6
2.1 Definições iniciais.....	6
2.2 Fontes de energia dos sistemas de freios.....	8
2.3 Formas de transmissão de energia nos sistemas de freios.....	9
2.4 Definições relativas aos veículos combinados.....	10
2.5 Transmissão de energia dos equipamentos de freios nos veículos combinados.....	10
2.6 Configurações dos circuitos de freios.....	11
2.7 Freios.....	12
2.8 Freios a disco.....	13
2.9 Freios a tambor.....	15
2.10 Comparação entre freio a tambor e freio a disco.....	18
2.11 Fator de freio.....	19
2.12 Materiais aplicados nas superfícies de atrito.....	22
2.13 Sistemas anti-travamento automático (ABS).....	23
2.14 Critérios para o desenvolvimento e projeto de sistemas de freios.....	26
3 SISTEMA DE FREIOS DOS VEÍCULOS COMERCIAIS PESADOS.....	28
3.1 Sistemas de freios pneumáticos.....	28
3.2 Circuito de freio do cavalo-mecânico.....	29
3.3 Descrição dos componentes utilizados no circuito de freio pneumático.....	30
3.4 Válvula sensível ao carregamento para controle automático da força de freagem.....	32
3.5 Torque de freagem.....	35
3.6 Desaceleração do veículo.....	36

3.7 Tempo de resposta dos sistemas de freios pneumáticos.....	36
3.8 Sobre a Revisão Bibliográfica.....	38
4 MODELO MATEMÁTICO E SISTEMA COMPUTACIONAL.....	40
4.1 Principais hipóteses adotadas para determinação do desempenho na freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque.....	40
4.2 Análise dinâmica da freagem do veículo combinado.....	41
4.3 Influencia do posicionamento do centro de gravidade no desempenho da freagem.....	48
4.4 Estabilidade do veículo durante a freagem.....	50
4.5 Sistema computacional.....	52
5 RESULTADOS.....	57
5.1 Metodologia.....	57
5.2 Desempenho do cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS 1941 nas condições atuais.....	59
5.3 Desempenho do cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS 1941, com a válvula ALB instalada para controle dos freios no eixo traseiro.....	63
5.4 Desempenho do veículo combinado cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941, acoplado ao semi-reboque FNV Carga Seca nas condições atuais.....	68
5.5 Compatibilidade do cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941 acoplado ao semi-reboque FNV Carga Seca.....	71
5.6 Exigências para o desempenho do semi-reboque FNV Carga Seca, acoplado ao cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941.....	77
6 DISCUSSÃO.....	99
7 CONCLUSÕES.....	103
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	107

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 – Circuitos dos sistemas de freios.....	11
FIGURA 2.2 – Freios a disco.....	14
FIGURA 2.3 – Freio a disco pneumático.....	15
FIGURA 2.4 – Freio a tambor.....	16
FIGURA 2.5 – Freio a tambor acionado por came-S.....	17
FIGURA 2.6 – Sapata primária com pivô.....	20
FIGURA 2.7 – Fator de freio em função do coeficiente de atrito.....	22
FIGURA 2.8 – Variação de μ_B pelo escorregamento.....	25
FIGURA 3.1 – Circuitos de freio do cavalo-mecânico.....	29
FIGURA 3.2 – Características da válvula ALB.....	33
FIGURA 3.3 – Válvula ALB modelo BR 4452.....	34
FIGURA 3.4 – Tempo de resposta dos freios do cavalo-semi-reboque.....	37
FIGURA 3.5 – Variação de pressão dos sistemas de freios pneumáticos.....	38
FIGURA 4.1 – Variação da pressão em função do tempo.....	41
FIGURA 4.2 – Variação do ângulo alfa em função da força normal.....	42
FIGURA 4.3 – Cavalo-mecânico.....	43
FIGURA 4.4 – Semi-reboque.....	44
FIGURA 4.5 – Variação do C.G. no eixo longitudinal.....	49
FIGURA 4.6 – Variação do C.G. no eixo vertical.....	50
FIGURA 4.7 – Diagrama de funcionamento do programa computacional.....	53
FIGURA 5.1 – Coeficientes de adesão utilizado por eixo, LS-1941 atual.....	60
FIGURA 5.2 – Desaceleração, LS-1941 atual.....	60
FIGURA 5.3 – Coeficientes de adesão utilizado por eixo, LS-1941 ideal.....	61
FIGURA 5.4 – Desaceleração, LS-1941 ideal.....	62
FIGURA 5.5 – Distribuição em percentagem das forças normais, LS-1941 ideal.....	62
FIGURA 5.6 – Coeficientes de adesão utilizado por eixo, LS-1941 com válvula ALB.....	65
FIGURA 5.7 – Desaceleração, LS-1941 com válvula ALB.....	65
FIGURA 5.8 – Variação do ângulo alfa da válvula ALB, LS-1941.....	66

FIGURA 5.9 – Variação das forças normais, LS-1941 com válvula ALB.....	67
FIGURA 5.10 – Pressão nos cilindros de freio, LS-1941 com válvula ALB.....	67
FIGURA 5.11 – Forças de freagem, LS-1941 com válvula ALB.....	68
FIGURA 5.12 – Coeficientes de adesão utilizado por eixo, LS-1941 e FNV.....	69
FIGURA 5.13 – Desaceleração vazio, LS-1941 e FNV.....	69
FIGURA 5.14 – Coeficientes de adesão carregado, LS-1941 e FNV.....	70
FIGURA 5.15 – Desaceleração carregado, LS-1941 e FNV.....	71
FIGURA 5.16 – Limites de T/W para cavalo-mecânico conforme a ECE-R13.....	72
FIGURA 5.17 – T/W do cavalo-mecânico e limites conforme ECE-R13.....	73
FIGURA 5.18 – T/W do cavalo-mecânico com válvula 1/8 e limites conforme ECE-R13...74	
FIGURA 5.19 – Coeficientes de adesão utilizados, LS-1941 com válvula ALB de 1/8.....	75
FIGURA 5.20 – Desaceleração, LS-1941 com válvula ALB de 1/8.....	75
FIGURA 5.21 – Coeficientes de adesão utilizados, LS-1941 com válvula ALB de 1/8 acoplado ao FNV vazio não controlado.....	76
FIGURA 5.22 – Valores de T/W do FNV sem controle e limites da ECE-R13.....	78
FIGURA 5.23 – Valores de T/W do FNV com e sem controle, e limites da ECE-R13.....	80
FIGURA 5.24 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado vazio, com sistemas de controle para o cavalo e semi-reboque.....	81
FIGURA 5.25 – Desaceleração do veículo combinado vazio, com sistemas de controle para os dois veículos.....	81
FIGURA 5.26 – Variação dos ângulos alfa das duas válvulas ALB, para o semi-reboque vazio.....	82
FIGURA 5.27 – Variação das forças normais no veículo combinado vazio com as válvulas ALB.....	83
FIGURA 5.28 – Variação da pressão nos cilindros de freio no veículo combinado vazio com as válvulas ALB.....	83
FIGURA 5.29 – Forças de freagem do veículo combinado vazio com as válvulas ALB.....	84
FIGURA 5.30 – Variação das forças na quinta roda do veículo combinado vazio com as válvulas ALB.....	84
FIGURA 5.31 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado carregado, com sistemas de controle para o cavalo e semi-reboque.....	86
FIGURA 5.32 – Desaceleração do veículo combinado carregado, com sistemas de controle para os dois veículos.....	86
FIGURA 5.33 – Variação das forças normais no veículo combinado carregado com as válvulas ALB.....	87

FIGURA 5.34 – Variação dos ângulos alfa das duas válvulas ALB e semi-reboque a plena carga.....	87
FIGURA 5.35 – Variação da pressão nos cilindros de freio no veículo combinado carregado com as válvulas ALB.....	88
FIGURA 5.36 – Forças de freagem do veículo combinado carregado com as válvulas ALB.....	88
FIGURA 5.37 – Variação das forças na quinta roda do veículo combinado carregado com as válvulas ALB.....	89
FIGURA 5.38 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do ‘passeio do C.G.’.....	90
FIGURA 5.39 – Desaceleração do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do ‘passeio do C.G.’.....	91
FIGURA 5.40 – Forças normais nos eixos do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do ‘passeio do C.G.’.....	91
FIGURA 5.41 – Variação dos ângulos alfa das válvulas ALB considerando carregamento na extremidade esquerda do ‘passeio do C.G.’.....	92
FIGURA 5.42 – Pressão nos cilindros de freio do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do ‘passeio do C.G.’.....	92
FIGURA 5.43 – Forças de freagem nos eixos do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do ‘passeio do C.G.’.....	93
FIGURA 5.44 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’.....	94
FIGURA 5.45 – Desaceleração do veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’.....	94
FIGURA 5.46 – Forças normais nos eixos do veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’.....	95
FIGURA 5.47 – Variação dos ângulos alfa das válvulas ALB considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’.....	95
FIGURA 5.48 – Pressão nos cilindros de freio do veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’.....	96
FIGURA 5.49 – Forças de freagem nos eixos do veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’.....	96

LISTA DE TABELA

TABELA 5.1 – Resumo dos resultados.....	97
---	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	- Anti-lock brake systems
ALB	- Automatic Load Sensitive Braking-force metering
BF	- Brake Factor
C.G.	- Centro de Gravidade
ECE-R13	- Economic Commission for Europe – Regulation nr.13
EDC	- Eixo Dianteiro do Cavalo
ESR1	- Primeiro Eixo do Semi-reboque
ESR2	- Segundo Eixo do Semi-reboque
ESR3	- Terceiro Eixo do Semi-reboque
ETC	- Eixo Traseiro do Cavalo
KN	- Quilonewtons
MERCOSUL	- Mercado Comum Sul-americano
N	- Newtons
P	- Pressão
SAE	- Society of Automotive Engineers

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	- Área do cilindro de freio
b	- Desaceleração
c	- Comprimento do braço dianteiro da balança
$cg1$	- Distância do C.G. do semi-reboque à quinta roda
$cg2$	- Altura do C.G. da semi-reboque
$cx1$	- Distância do C.G. do cavalo-mecânico ao seu eixo dianteiro
$cz1$	- Altura do C.G. do cavalo-mecânico
d	- Comprimento do braço traseiro da balança
ef	- Eficiência da freagem
ETCaux.	- Referente à válvula ALB auxiliar do eixo traseiro do cavalo para controle dos freios do semi-reboque
F_a	- Força de aplicação na sapata ou pastilha de freio
F_d	- Força de atrito desenvolvida no tambor ou disco de freio
F_n	- Força normal aplicada na superfície do disco ou tambor de freio
F_x	- Força de freagem
F_z	- Força normal
$F_{z_{max}}$	- Força normal 'máxima' ($\alpha=30^\circ$)
$F_{z_{min}}$	- Força normal 'mínima' ($\alpha=0^\circ$)
g	- Aceleração da gravidade
HH	- Tipo de divisão de circuito de freios duplo
HT	- Tipo de divisão de circuito de freios duplo
i	- Identificação do eixo
K	- Tipo de divisão de circuito de freios duplo
LL	- Tipo de divisão de circuito de freios duplo
L_t	- Distância entre eixos
L_2	- Distância entre quinta roda e primeiro eixo do semi-reboque
L_3	- Distância entre quinta roda e segundo eixo do semi-reboque
l_c	- Raio efetivo do came-S
l_s	- Comprimento da alavanca ajustadora de folga

n	- Número de eixos do veículo
P_2	- Pressão controlada pela válvula ALB
P_4	- Pressão no circuito de freios de serviço
p_1	- Pressão no cilindro de freio
p_0	- Pressão inicial no cilindro de freio
qx1	- Distância da quinta roda ao eixo dianteiro
qz1	- Altura da quinta roda
R	- Raio efetivo do pneumático
r	- Raio do tambor
S	- Sensibilidade do freio à variação do atrito na sapata ou pastilha
S	- Distância percorrida durante a desaceleração
te	- Ângulo do tirante da suspensão da carreta
T_B	- Torque de freagem
TT	- Tipo de divisão de circuito de freios duplo
T/W	- Força de freagem dividido pelo carregamento estático no eixo
T/W ECE13max	- Limite máximo de T/W exigido pela ECE-R13
T/W ECE13min	- Limite mínimo de T/W exigido pela ECE-R13
T/Wvaz.carregado	- Valores de T/W obtidas para o veículo carregado
T/Wvaz.s/v	- Valores de T/W obtidas para o veículo vazio sem válvula ALB
T/Wvaz.valv.1/4	- Valores de T/W obtidas para o veículo vazio com válvula ALB de 1/4
T/Wvaz.valv.1/8	- Valores de T/W obtidas para o veículo vazio com válvula ALB de 1/8
t_1, t_2, t_3	- Tempo de resposta dos freios pneumáticos
ta	- Tempo requerido para o início da atuação dos freios pneumáticos
tb	- Tempo requerido para atingir a máxima pressão nos freios pneumáticos
u	- Altura do C.G. do eixo do semi-reboque
v	- Altura do vínculo do tirante da suspensão do semi-reboque
W	- Peso total do veículo
ww1	- Peso total do cavalo-mecânico
ww2	- Peso total do semi-reboque
w1	- Peso total do primeiro eixo do semi-reboque
w2	- Peso total do segundo eixo do semi-reboque
w3	- Peso total do terceiro eixo do semi-reboque
X	- Força longitudinal na quinta roda
Z	- Força vertical na quinta roda
α	- Ângulo da alavanca de conexão da válvula ALB com a suspensão

μ_B	- Coeficiente de adesão longitudinal entre pneumático e pavimento
μ_0	- Coeficiente de atrito estático entre pneumático e pavimento
μ_L	- Coeficiente de atrito da sapata ou pastilha de freio
μ_S	- Coeficiente de atrito dinâmico entre pneumático e pavimento
η_m	- Eficiência mecânica do freio

RESUMO

OLIVEIRA, A.C. (1998). *Desempenho na freagem de veículos combinados do tipo cavalo-mecânico e semi-reboque com válvulas ALB*. São Carlos, 1998. 110p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

O desempenho na freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque com as válvulas ALB (*Automatic Load-sensitive Braking-force metering*), é avaliado após a determinação do modelo matemático utilizado pelo programa computacional desenvolvido, o que possibilita simular a aplicação dos freios de serviço do veículo-exemplo em regime permanente e retilíneo. O veículo estudado é de grande utilização nas rodovias brasileiras, equipado com freios a tambor com comando por came-S e acionamento pneumático. As válvulas ALB introduzidas no circuito de freios de serviço, são acionadas através da deflexão da suspensão do eixo traseiro do cavalo-mecânico, variando a proporção da pressão total liberada aos cilindros de freios do(s) eixo(s) controlado(s) conforme o carregamento do semi-reboque, atuando também durante a desaceleração através da variação das forças normais. Calcula-se então o desempenho na freagem do veículo-exemplo considerando a eficiência, espaço percorrido, desaceleração e a seqüência de travamento dos eixos. Os resultados obtidos para várias condições de carregamento são comparados considerando a utilização das válvulas ALB, verificando significativa melhora no equilíbrio das forças de freagem e na estabilidade do veículo combinado, satisfazendo requisitos da legislação européia sobre freios que deverá ser implantada nos países que integram o MERCOSUL.

Palavras-chave: freio; desempenho; estabilidade; segurança; cavalo-mecânico; semi-reboque.

ABSTRACT

OLIVEIRA, A.C. *Braking performance of tractor-semi-trailer-kind combined vehicles with ALB valves*. São Carlos, 1998.110p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Braking performance of tractor-semi-trailer-kind combined vehicles with ALB valves starts with the mathematical modelling that makes possible the determination of its performance on a permanent rectilinear regime. For the equation, the most used model on Brazilian roads, equipped with drum brakes activated by S-cam and pneumatic triggering is used. It is introduced in the program computational the application of special valves on the brakes circuit which, preferably installed on the tractor's rear axle and activated by suspension deflection, vary the proportion of total pressure send to the brake cylinders of the controlled axle depending on the semi-trailer's loading, acting also during the braking process. The performance of the example vehicles is the calculated considering the efficiency, stopping distance and the axis locking sequence, noticing the appearance of unstable movements. The results obtained from several conditions of loading are compared considering the using of loading sensitive valves, observing significant improvement on the equilibrium of the braking forces and on the combined vehicles stability, satisfying requirements of the brake legislation that may be adopted by the countries that integrate MERCOSUL.

Keywords: brake; performance; stability; safety; tractor; semi-trailer.

1. INTRODUÇÃO

A distribuição ótima das forças de freagem do veículo combinado de transporte de carga cavalo-mecânico e semi-reboque, é função da distribuição das forças verticais em cada eixo, que variam conforme as condições de carregamento e transferência de carga (inércia) durante a desaceleração. No entanto, os sistemas instalados atualmente nos veículos comerciais brasileiros, em geral, não prevêm esta variação, mantendo a mesma distribuição de pressão nos cilindros de freios para os cinco (5) eixos do veículo combinado, resultando em movimentos instáveis para várias condições operacionais, além de alta sensibilidade no pedal de freio de serviço para a carreta¹ vazia. Nestas condições, o veículo estará fora da norma que deverá ser implantada nos países integrantes do MERCOSUL, onde serão exigidos os mínimos requisitos de segurança e desempenho dos sistemas de freios estabelecidos na regulamentação ECE-R13 (*Economic Commission for Europe – Regulation nr. 13*) que normaliza os sistemas de freios dos veículos nos países da comunidade européia.

Os caminhões pesados de maior utilização na Europa do tipo cavalo-mecânico e semi-reboque, quando comparados aos veículos brasileiros, utilizam uma configuração que permite melhor distribuição do carregamento vertical nos eixos do veículo e, conseqüentemente, melhor distribuição das forças de freagem. Porém, a ECE-R13 estabelece limites máximo e mínimo para a relação das forças de freagem pelo peso total do veículo, conforme a variação da pressão no circuito de freios. Esta condição, exigida para compatibilidade entre cavalo mecânico e semi-reboque, só é satisfeita com a utilização de válvulas sensíveis ao carregamento para ponderar as forças de freagem. A utilização destas válvulas é comum na Europa e demais países desenvolvidos.

FERNANDES; CANALE & ADAS (1997) realizaram estudos sobre o desempenho de veículos pesados durante a freagem considerando os requisitos da regulamentação ECE-R13, no qual foi avaliado o veículo exemplo comum nas rodovias

¹ Carreta neste trabalho refere-se ao semi-reboque

brasileiras. Concluiu-se então pela necessidade da utilização das válvulas sensíveis ao carregamento para modulação das forças de freagem do veículo exemplo, possibilitando satisfazer as exigências estabelecidas na regulamentação, que deverá ser implantada no MERCOSUL.

Para obtenção do desempenho da freagem do veículo exemplo, considerando a utilização das válvulas sensíveis à carga, é desenvolvido, neste trabalho, o programa computacional que permite ao projetista avaliar a eficiência, o espaço percorrido durante a desaceleração, a seqüência de travamento dos eixos e a distribuição das forças normais e de freagem para quaisquer condições operacionais do cavalo-mecânico e semi-reboque.

No modelo matemático utilizado pelo programa computacional, é considerado a utilização das válvulas ALB (*Automatic Load-sensitive Braking-force metering*) no circuito de freios de serviço, para o controle da pressão liberada aos cilindros de freio conforme o carregamento do veículo através da deflexão da suspensão do eixo onde a válvula é instalada, ou seja, conforme a variação da sua força normal, controlando automaticamente as forças de freagem. Após aferição do sistema computacional é adotado o veículo exemplo, no qual é avaliada a utilização das válvulas ALB para várias condições operacionais.

Segundo FERNANDES (1994) o transporte de cargas no Brasil através das rodovias é em torno de 70% em relação às ferrovias e hidrovias, sendo que os caminhões pesados são os mais utilizados para esta atividade, com destacada participação do cavalo-mecânico e semi-reboque, equipado com suspensão por balança de três eixos (*three leaf spring*). Trata-se de um veículo combinado versátil, de grande porte, que pode ser utilizado em uma infinidade de condições operacionais, além de elevada capacidade de carga e grande diversidade de tipos de carregamento.

A ocorrência de acidentes que envolvem este tipo de veículo é freqüentemente relacionada ao desempenho dos sistemas de freios, provocando prejuízos materiais e irreparáveis perdas humanas. É compromisso dos fabricantes a utilização de sistemas de freios que garantam eficiência e segurança do veículo durante sua aplicação.

A maior eficiência de freagem está relacionada à distribuição dos carregamentos verticais nos eixos dos veículos (forças normais), onde as forças de freagem, aplicadas no contato dos pneumáticos com o pavimento, devem ser distribuídas na mesma proporção das

forças normais em cada eixo, para maior aproveitamento do coeficiente de adesão disponível no pavimento, reduzindo as possibilidades de travamento das rodas e, conseqüentemente, do surgimento de movimentos instáveis e perda de dirigibilidade que comprometem a segurança do veículo.

Durante o projeto dos sistemas de freios, os estudos de desempenho e da estabilidade do veículo na freagem, podem ser realizados por métodos experimentais, teóricos e ou computacionais, para determinação da eficiência, desempenho e seqüência de escorregamento dos eixos.

Os ensaios experimentais utilizando um protótipo para os testes de campo, são dificultados devido às diversas condições operacionais e configurações que devem ser avaliadas. Neste procedimento são gerados altos riscos de acidentes, além de exigir uma demanda de tempo incompatível com as necessidades da empresa. Já os estudos teóricos, exigem demasiado esforço do projetista devido à grande quantidade de operações realizadas no modelo matemático, ampliando as possibilidades de propagação de erros nos cálculos, sendo válidos somente após as comparações experimentais; FERNANDES (1994).

Considerando a rapidez e eficiência dos processadores atuais, a simulação computacional destaca-se na elaboração de projetos nas fases de cálculo e avaliação. O programa desenvolvido neste trabalho, a partir dos estudos teóricos, fornece em minutos um desempenho global do cavalo-mecânico e semi-reboque durante a freagem para quaisquer configurações e condições operacionais. Pode-se obter também o desempenho teórico ótimo, além de possibilitar a aplicação das válvulas sensíveis à carga para controle da pressão nos cilindros de freio para quaisquer eixos.

A partir dos trabalhos realizados por CANALE; FERNANDES & PERSEGUIM (1995), onde foram obtidas pelo método computacional as forças que atuam nos eixos e na suspensão de um veículo combinado articulado durante a freagem, é introduzida neste modelo matemático a válvula ALB, sensível à variação das forças normais para controle das forças de freagem, possibilitando assim as avaliações de sua aplicação. Desenvolve-se então o programa computacional para ser executado no sistema operacional Windows[®] 95, que permite rápidas conclusões do desempenho na freagem do veículo combinado considerando ou não a aplicação das válvulas ALB.

Após aferição do programa computacional, adota-se o veículo-exemplo para o estudo de seu desempenho nas condições atuais, isto é, sem a aplicação das válvulas ALB. Confirma-se então a alta sensibilidade no pedal de freio de serviço para condições de baixa solicitação e o surgimento de movimentos instáveis, comprometendo a dirigibilidade e estabilidade do cavalo-mecânico e semi-reboque. Faz-se então uma análise do desempenho ótimo teórico para avaliação da variação das forças normais que atuam nos eixos dos veículos durante a desaceleração, para as várias formas de disposição da carga sobre a plataforma do semi-reboque. Os valores obtidos são os parâmetros para a calibração na instalação das válvulas ALB, pois atuam em função do carregamento vertical no eixo de instalação para variar as forças de freagem no(s) eixo(s) controlado(s).

No processo de análise de desempenho do veículo-exemplo nas condições atuais, são obtidos os resultados nas seguintes condições: cavalo-mecânico sem o semi-reboque, veículo combinado vazio, carregamento máximo, carregamento próximo à quinta roda e carregamento próximo à extremidade traseira do semi-reboque. Estas condições são caracterizados como limites de carregamento do veículo, obtidos através dos gráficos que representam as possíveis posições do centro de gravidade no plano longitudinal do semi-reboque, obtidos por FERNANDES (1994).

São então analisados os gráficos de coeficientes de adesão utilizados por eixo, distribuição das forças normais e de freagem, eficiência, espaço percorrido e desaceleração pela variação da pressão no sistema de freios durante a freagem dos veículos.

Os gráficos de coeficientes de adesão permitem analisar a seqüência de travamento dos eixos e surgimento de movimentos instáveis, além de possibilitar uma ampla visão durante o processo de atuação dos sistemas de freios. LIMPET (1992) demonstrou a utilização dos gráficos de adesão para verificação do desempenho da freagem, indicando os casos que necessitam da interferência de válvulas para modular as forças de freagem. É também através destes gráficos, analisado o desempenho com a utilização das válvulas ALB.

Na análise do desempenho da freagem do veículo-exemplo, é confirmada a necessidade de utilização das válvulas sensíveis ao carregamento para modular as forças de freagem, pois é constatada perda de estabilidade além de alta relação da força de freagem pelo peso estático para várias condições operacionais, não satisfazendo requerimentos da ECE-R13.

Com a determinação da implantação das válvulas ALB, adquiriu-se, através do fabricante, as curvas de atuação da válvula que caracterizam a razão da relação da pressão total no circuito de freios de serviço (modulada pelo pedal de freio de serviço) pela pressão liberada aos cilindros de freio, conforme o posicionamento da alavanca controladora de pressão conectada na suspensão. Portanto, a pressão liberada pela válvula é função das forças normais que atuam no eixo de sua instalação. Sendo assim, determina-se, através do programa computacional, a distribuição das forças normais durante a desaceleração para calibração das válvulas ALB.

Através dos dados obtidos pode-se calibrar a válvula para instalação no veículo. Os resultados do desempenho calculados através do programa computacional, após a instalação da válvula, são comparados com os resultados anteriores e também confrontados com os requisitos da regulamentação ECE-R13, demonstrando resultados satisfatórios.

O objetivo deste trabalho é então o desenvolvimento do programa computacional para avaliação do desempenho da freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque, para quaisquer condições de carregamentos e configurações, com a utilização de válvulas ALB ou não e também para a condição ideal. Trata-se de importante ferramenta para auxiliar o projetista no esforço de adaptar o veículo brasileiro para as condições exigidas na regulamentação ECE-R13, que provavelmente será implantada no MERCOSUL. Também é objetivo deste trabalho simular a utilização das válvulas moduladoras no veículo-exemplo, bastante presente nas rodovias brasileiras, podendo satisfazer a nova legislação.

Este trabalho é dividido da seguinte forma: No capítulo 2 são apresentados os sistemas de freios, destacando os sistemas do cavalo-mecânico e semi-reboque, suas características e modelo de cálculo. O capítulo 3 apresenta o circuito pneumático, a descrição das válvulas comumente utilizadas e uma descrição detalhada da válvula ALB. O capítulo 4 descreve o modelo matemático e o programa computacional desenvolvido para avaliação do desempenho na freagem dos veículos combinados. No capítulo 5 são apresentados os resultados obtidos para o veículo-exemplo nas condições descritas considerando a utilização da válvula ALB, os quais são confrontados com os requisitos da ECE-R13. O capítulo 6 apresenta uma breve discussão dos resultados, cabendo ao capítulo 7 a conclusão deste trabalho.

2. SISTEMAS DE FREIOS

2.1 Definições iniciais

Os sistemas de freios devem ser desenvolvidos e projetados para garantir operação segura e eficiente na desaceleração e controle do veículo. Os sistemas de freios devem permitir, através do controle do motorista, a freagem até a parada, manter o veículo em velocidade controlada durante operação de descida em rodovia inclinada e manter o veículo parado quando estacionado para quaisquer condições de tráfego, isto é, em pista seca ou molhada, em curva ou em trecho retilíneo, carregado ou vazio, subida ou descida e em quaisquer condições previstas para utilização do veículo.

Qualquer força de freagem, de aceleração, de esterçamento ou conjugadas, são desenvolvidas na área de contato do pneumático com o pavimento, portanto, somente forças menores ou iguais ao produto do coeficiente de atrito estático pela força normal, aplicadas neste contato, podem produzir alterações controladas no movimento do veículo. Sendo assim, os sistemas de freios devem ser capazes de produzir forças de freagem que permitam a máxima utilização do coeficiente de atrito disponível no pavimento, para proporcionar maiores níveis de desaceleração e eficiência na freagem. GILLESPIE (1992) define eficiência de freagem como sendo a relação entre a desaceleração do veículo pelo coeficiente de adesão máximo (atrito estático) disponível entre o pavimento e o pneumático.

A desaceleração envolve a transformação da energia cinética e potencial em energia térmica. Deve-se considerar importantes fatores no desenvolvimento dos sistemas de freios, tais como os efeitos do calor dissipado durante sua aplicação, a distribuição das forças de freagem, a estabilidade do veículo, o coeficiente de adesão utilizado, a distância percorrida durante a freagem, a modulação da força aplicada no pedal ou alavanca, o desgaste e manutenção do sistema e a mínima eficiência em caso de falhas.

Os sistemas de freios são divididos em: secundário ou de emergência, usado durante falha parcial do sistema de freios; freio de estacionamento, usado para manter o

veículo parado; freio de serviço, utilizado normalmente para reduzir e controlar a velocidade do veículo em movimento. Os freios de emergência e de estacionamento utilizam muitos componentes comuns aos utilizados pelo freio de serviço. Também são definidos os sistemas ABS (*Anti-lock braking system*), sistemas de freios automáticos para veículos combinados (atuação em caso de separação acidental) e sistemas de freios de retardamento adicional.

Os sistemas de freios podem ser divididos em quatro subsistemas básicos definidos por LIMPert (1992) como:

1. **Suprimento de energia:** Inclui os componentes utilizados para produzir, armazenar, e fornecer a energia necessária para gerar a força de freagem requerida para desacelerar o veículo. Também pode ser aplicado no veículo rebocado.
2. **Sistema de aplicação e controle:** Inclui os componentes utilizados para modular o nível da força de freagem aplicada. São os componentes sensíveis ao controle do motorista até a sua atuação no sistema de transmissão de energia.
3. **Sistema de transmissão de energia:** Inclui os componentes utilizados para distribuir a energia modulada pelo sistema de controle, até os componentes dos sistemas de freios utilizados para gerar a força oposta ao movimento ou à tendência de movimento. São utilizados meios hidráulicos, pneumático, mecânico, elétrico ou misto, que é a combinação de dois ou mais meios de transmissão de energia. Qualquer reservatório, alavanca, duto ou válvula instalada na transmissão de energia faz parte deste sistema.
4. **Freios:** Elementos dos sistemas de freios onde são produzidas as forças opostas ao movimento ou tendência de movimento do veículo. Como exemplo, tambor e disco que utilizam o atrito entre duas superfícies para gerar a força de freagem. No freio a tambor, as sapatas são pressionadas radialmente contra o tambor, já as pastilhas de freio são pressionadas axialmente contra o disco de freio, gerando a força de atrito.

BOSCH automotive handbook (1993) apresenta o quinto subsistema como suplemento para prover a força de freagem no veículo reboque. Seus componentes são instalados no veículo rebocador e no veículo rebocado, sendo acionado pelo motorista no veículo rebocador.

2.2 Fontes de energia dos sistemas de freios

Fonte de energia muscular: neste sistema a única fonte de energia para gerar a força de freagem, provém da força aplicada pelo motorista no pedal ou alavanca de freio. É observado este sistema em veículos de pequeno porte e motocicletas.

Freios assistidos: são os sistemas de freios onde a força de freagem é gerada pelo esforço aplicado no pedal ou alavanca, adicionado à mais uma ou mais fontes de energia. Neste caso, a força aplicada pelo motorista é multiplicada por sistemas à vácuo ou hidrovácuo. Em caso de falhas destes sistemas, o esforço muscular aplicado pelo motorista ainda produz força de freagem, porém, reduzida da mesma proporção de assistência em falha.

Sistemas de freios por potência: nestes sistemas, a força aplicada pelo motorista no pedal ou alavanca, é utilizada apenas para modular a força de freagem. É utilizada uma ou mais fontes de energia nestes sistemas, sendo que nenhum esforço muscular do motorista é convertido em força de freagem. Este sistema é empregado em veículos de grande porte, foco deste trabalho, onde a energia pneumática provém do compressor acoplado ao motor do cavalo-mecânico.

Outra fonte de energia utilizada nos veículos de grande porte, provém da energia potencial acumulada pela compressão da mola. É utilizado este sistema para acionamento do freio de estacionamento, na qual a força de freagem é gerada quando a mola é liberada para a expansão através da despressurização do cilindro de freio combinado.

Outros sistemas que podem ser encontrados são o elétrico, inercial e gravitacional. No sistema inercial, a energia para prover a força de freagem é gerada pelo movimento relativo do veículo reboque e rebocador, devido a ação da inércia. No sistema gravitacional a força de freagem provém do peso transportado no veículo rebocado.

2.3 Formas de transmissão de energia nos sistemas de freios

Os sistemas de freios podem ser agrupados de acordo com o meio de transmissão de energia, da fonte até a sua aplicação nos freios. Os meios utilizados são os seguinte descritos por LIMPERT (1992):

1. Freios mecânico: utilizam somente componentes como cabos de aço, alavancas, molas, cameas ou varetas para transmitir a energia para os freios. Em muitos casos, os freios de estacionamento são freios mecânicos.
2. Freios hidráulicos: utilizam o fluido hidráulico como meio para transmitir a energia aos freios. São utilizados dutos rígidos e flexíveis, cilindros, reservatórios etc.
3. Freios pneumáticos: utilizam o ar comprimido como meio de transmissão de energia para os freios. Este sistema é utilizado nos veículos comerciais médios e pesados. O conjunto é composto por compressores, válvulas, dutos rígidos e flexíveis, reservatórios de ar e controladores de pressão.
4. Freios elétricos: a corrente elétrica é o meio de transmissão de energia neste sistema. Envolve o uso de cabos, potenciômetros, condutores e outros componentes elétricos.
5. Freios mistos: utilizam dois ou mais meios de transmissão de energia para os freios. No veículo estudado neste trabalho, o ar comprimido do reservatório aciona o cilindro de freio que converte a energia do ar pressurizado em energia mecânica para gerar a força de freagem.

Os sistemas de transmissão de energia são agrupados em circuitos simples e circuitos múltiplos. Os circuitos simples utilizam somente uma linha para transmissão de energia. Em casos de falhas deste circuito, a energia para produzir a força de freagem não pode ser transmitida aos freios. As normas para sistemas de freios proibem a utilização de circuito simples.

Os circuitos múltiplos utilizam dois ou mais circuitos para transmissão de energia aos freios. Em eventual falha de um circuito, parcial força de freagem ainda é produzida pelo sistema de freios, permitindo alguma eficiência na desaceleração.

2.4 Definições relativas aos veículos combinados

Sistemas de freios de linha simples: nesta montagem, uma única linha de suprimento de energia é utilizada nos dois veículos, sendo controlada no veículo rebocador.

Sistemas de freios de linha dupla ou múltipla: nesta montagem, várias linhas são utilizadas separadamente para o suprimento de energia simultâneo nos dois veículos, sendo controlada pelo motorista no veículo rebocador.

Sistemas de freios contínuo: neste sistema, o motorista opera de maneira gradual, diretamente no sistema de controle do veículo rebocador e indiretamente no sistema de controle do veículo rebocado. É utilizada a mesma fonte de energia para gerar a força de freagem nos dois veículos, que atua simultaneamente ou adequadamente em cada veículo.

Sistemas de freios semi-contínuo: é definido como o sistema anterior, no entanto, utilizam duas ou mais fontes diferentes de energia. Define-se também os sistemas não contínuos como a combinação de sistemas com características diferentes dos sistemas contínuo ou semi-contínuo.

2.5 Transmissão de energia entre os veículos combinados

Utiliza-se tubos rígidos, semi-rígidos e flexíveis para transmitir a energia pneumática nos sistemas de freios dos veículos comerciais através das linhas de suprimento. A linha de suprimento transmite a energia do veículo rebocador para o reservatório do veículo reboque. A linha de controle ou pilotagem transmite a energia necessária para graduar a força de freagem nos dois veículos. A energia de controle provém do veículo rebocador, controlada pelo motorista.

A linha secundária transmite, do veículo rebocador para o veículo rebocado, a energia necessária para a freagem secundária ou de emergência do reboque. Nos sistemas de linha simples, somente uma linha é utilizada para controle e suprimento de energia para os freios. O circuito de freio detalhado do cavalo-mecânico, avaliado neste trabalho, é apresentado e discutido no próximo capítulo.

2.6 Configurações dos circuitos de freios

As regulamentações legais estipulam a utilização de circuitos duplos obrigatoriamente. A Figura 2.1, mostra o esquema para cinco opções de configurações para os circuitos duplos, demonstrado em BOSCH automotive handbook (1993).

Símbolo	Tipos de divisão Direção do	Características
TT		Divisão eixo dianteiro/eixo traseiro: Um eixo é freado em cada circuito.
K		Divisão diagonal: Uma roda dianteira e uma roda traseira diagonalmente oposta são freadas em cada circuito.
HT		Divisão eixo dianteiro e eixo traseiro/eixo dianteiro: O eixo dianteiro e traseiro são freados por um circuito e o outro circuito frea somente o eixo dianteiro.
LL		Divisão eixo dianteiro e roda traseira/eixo dianteiro e roda traseira: Cada circuito frea o eixo dianteiro e uma roda traseira.
HH		Divisão eixo dianteiro e eixo traseiro/eixo dianteiro e eixo traseiro: Cada circuito frea os dois eixos.

FIGURA 2.1 – Circuitos dos sistemas de freios; BOSCH automotive handbook (1993)

As versões TT (DIN 74 000) e K satisfazem a exigência de duplo circuito. As linhas de freio, tubos e conexões possuem um baixo nível de complicação. A probabilidade de falha devido à vazamentos é comparável aos sistemas de circuito simples.

Nas distribuições HT, LL e HH, o potencial de falha é atribuído ao superaquecimento em uma das rodas, podendo ocasionar perda total de eficiência do sistema de freios por afetar os dois circuitos.

Veículos que apresentam maior carregamento no eixo dianteiro e utilizam a distribuição K satisfazem as regulamentações. Eventuais falhas do sistema ou desajustes na distribuição de energia em um dos circuitos, podem gerar tendência de movimentos de guinada devido à maior força de freagem em uma roda dianteira. A distribuição TT é particularmente utilizada nos veículos comerciais.

2.7 Freios

Sistema constituído por componentes responsáveis diretamente em produzir as forças opostas ao movimento ou tendência de movimento. Podem ser classificados em freios de atrito e freios auxiliares.

Os freios auxiliares geram força de freagem sem a utilização do atrito entre duas superfícies. São classificados nesta categoria o freio motor e freios de retardamento. Os freios de retardamento podem ser divididos em elétrico, hidrodinâmico ou de acordo com a forma que é produzida a força de freagem.

O freio de retardamento hidrodinâmico utiliza a viscosidade do fluido para gerar a força de freagem no veículo em movimento. Opera independentemente do motor ou transmissão do veículo. O freio de retardamento elétrico utiliza o efeito do campo eletromagnético em um disco em rotação para gerar a força de freagem no veículo em movimento. Também opera independentemente do motor ou da transmissão.

O freio motor é gerado enquanto o motor estiver engrenado em qualquer marcha, atuando como compressor com o veículo em movimento. Neste caso, as perdas mecânicas do motor e da transmissão também contribuem para gerar a força de freagem. O torque de freagem gerado pelo motor depende da velocidade e da marcha engrenada. CANALE (1989) apresenta o diagrama característico do torque de freagem em função da velocidade, para diversas relações de transmissão.

Os freios que utilizam somente a força de atrito para gerar a força de freagem podem ser divididos em freios de expansão ou de contração. Nos freios de contração, uma das superfícies de atrito entra em contato com a superfície em rotação através do movimento de contração. Na freagem por expansão, uma das superfícies de atrito é levada ao contato

com a superfície em rotação através do movimento de expansão. O freio a disco e o freio a tambor de banda interna, são exemplos de freios por expansão.

2.8 Freios a disco

Os freios a disco são constituídos por um disco de freio, pastilhas de atrito, pinça ou calibrador, pistão de acionamento e suporte do calibrador para os casos de pinça flutuante. O disco em rotação, solidário ao eixo da roda, é freado pela compressão axial da pastilha na superfície lateral do disco, onde é gerada a força de atrito que é convertida em torque de freagem. O pistão, alojado na pinça, comprime a pastilha contra a superfície lateral do disco de freio.

Os freios a disco podem utilizar uma ou duas pastilhas para atuar em uma ou nas duas superfícies laterais do disco de freio. A utilização de duas pastilhas, para aplicação nas duas superfícies do disco, apresentam as vantagens de utilizar maior área de atrito, geração de calor mais equilibrada e melhor equilíbrio dos esforços produzidos nas fixações, o que reduz as dimensões dos suportes e mancais. A Figura 2.2, BOSCH automotive handbook (1993), a seguir, esquematiza os freios a disco de duas pastilhas.

O freio a disco é usualmente localizado próximo à roda. A sua instalação deve proporcionar uma adequada dissipação de calor através de radiação, convecção e condução térmica. Para melhorar seu desempenho térmico, pode-se utilizar os discos ventilados, provido de dutos radiais que proporcionam a dissipação de calor (convecção forçada), através do fluxo de ar entre as duas superfícies internas do disco de freio em rotação.

Na montagem dos sistemas de freios a disco evita-se o posicionamento da pinça, assim como dos outros componentes, acima do disco de freio, evitando a sua exposição ao fluxo de calor dissipado pelo sistema.

As pinças de freio são divididas em duas categorias: pinças flutuantes e pinças fixas. Na pinça fixa dois pistões são alojados por uma estrutura rígida em cada lado do disco de freio, por onde pressionam as pastilhas contra o disco nas duas superfícies.

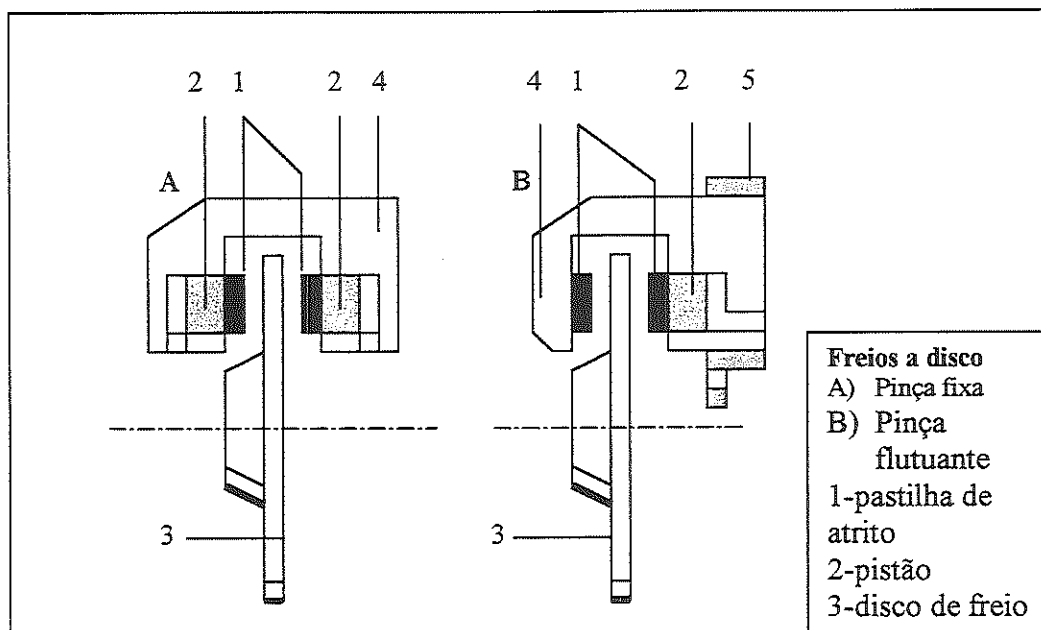


FIGURA 2.2 – Freios a disco; BOSCH automotive handbook (1993)

A pinça flutuante utiliza um ou dois pistões localizados em apenas um lado do disco de freio. A pastilha do lado que não utiliza o pistão, fixa diretamente na pinça, é pressionada contra o disco de freio através do deslocamento da pinça flutuante no suporte devido à reação à força exercida pelo pistão atuador localizado no lado oposto.

As vantagens de se utilizar a pinça flutuante são o pequeno espaço requerido na região entre a roda e o disco de freio, limitado pela geometria da suspensão e direção para o caso de rodas diretrizes e da redução dos efeitos térmicos no sistema devido à não utilização de elementos do circuito de freio exposto entre a roda e o disco, considerada como crítica para dissipação de calor.

A Figura 2.3, LIMPERT (1992), ilustra a utilização dos freios a disco nos veículos comerciais de acionamento pneumático. Neste conjunto é utilizado disco de freio ventilado, pinça flutuante, cilindro de freio e alavanca ajustadora de folga.

Atualmente no Brasil, as montadoras de veículos comerciais estão avaliando a utilização dos freios a disco na fabricação de seus veículos. Em alguns países, já pode-se observar a utilização de sistemas de freios a disco nos caminhões pesados.

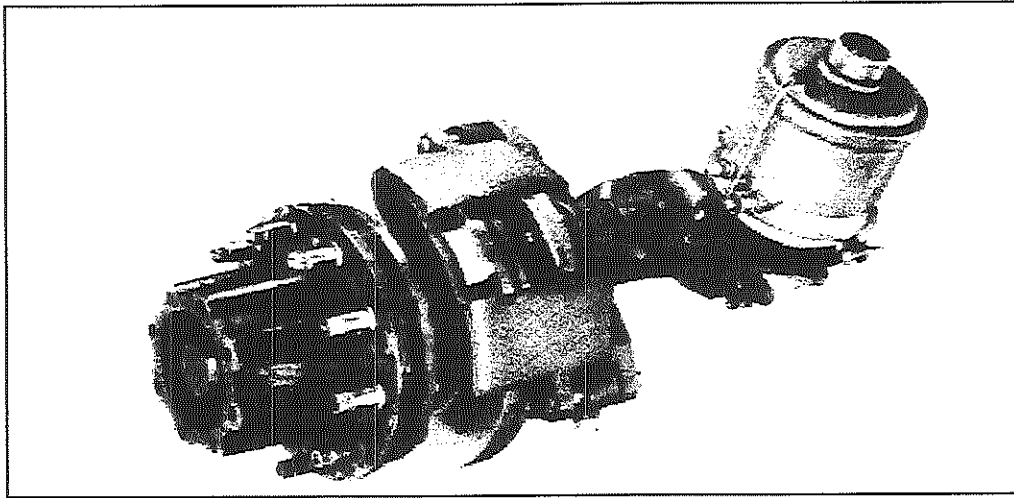


FIGURA 2.3 - Freio a disco pneumático; LIMPERT (1992)

2.9 Freios a tambor

Os freios a tambor são divididos em tambor de banda externa e tambor de banda interna. Os freios de banda externa compreendem os freios por contração, com pouca ou nenhuma utilização nos veículos atuais. Os freios de banda interna utilizam a superfície interna do tambor em rotação, solidário ao eixo da roda, para gerar a força de atrito através da expansão das sapatas de freios. As sapatas de freios são classificadas em sapatas primárias e sapatas secundárias.

Define-se como sapata primária quando o sentido da força aplicada na sapata para comprimi-la contra o tambor, coincide com o sentido de rotação do tambor de freio. Na sapata secundária a força aplicada na sapata é contrária ao sentido de rotação do tambor.

A sapata primária produz maior efeito de freagem que a sapata secundária devido à geometria e sentido das forças aplicadas, proporcionando melhor contato com a superfície interna do tambor. A Figura 2.4 a seguir, mostra o esquema do freio a tambor.

Os freios a tambor utilizam duas sapatas em posições opostas no seu interior. Pode-se utilizar vários arranjos para aplicação das sapatas de freio, como duplo-primário, primário-secundário, duplo-secundário e duo-servo. Pode-se classificar os freios a tambor conforme a utilização das sapatas, ou seja, conforme o tipo de apoio deslizante, pivotamento

das sapatas e pontos de aplicação das forças. As forças F_a (Figura 2.4), podem ser aplicadas nas sapatas através de cilindros hidráulicos, cunha, came ou outros mecanismos.

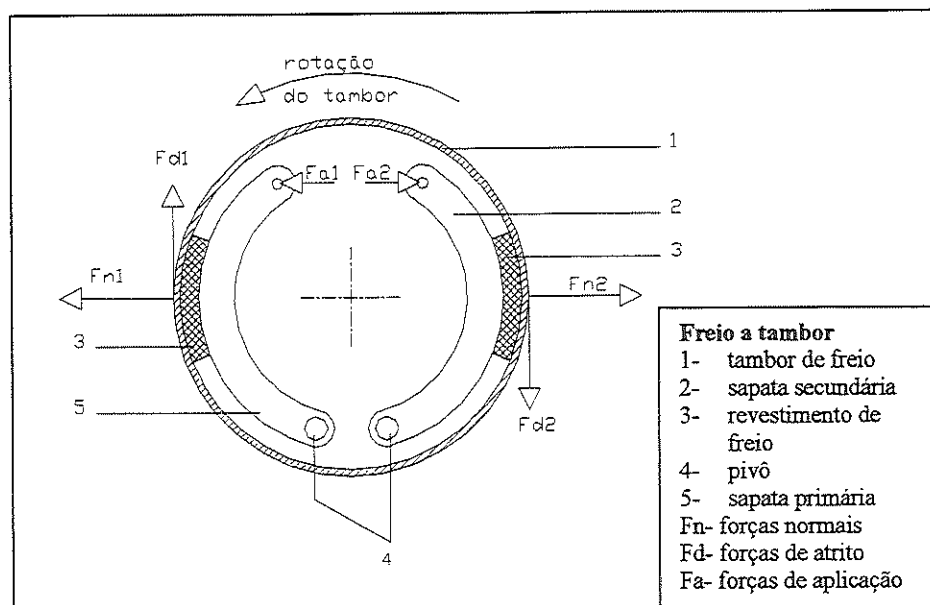


FIGURA 2.4 – Freio a tambor

Os componentes básicos incluem as sapatas de freio, alavanca ajustadora de folga e mecanismo para o freio de estacionamento. O arranjo primário-secundário é extensivamente utilizado nos freios traseiros de veículos de passageiros e camionetas leves. A maior vantagem desta disposição é a menor sensibilidade à variação do coeficiente de atrito entre o revestimento de freio¹ e a superfície de atrito, mantendo mais estável a produção do torque de freagem.

No arranjo duo-servo, a sapata primária pivotada, transmite à sapata secundária a força para comprimi-la contra o tambor através do mecanismo de ajuste. A maior vantagem desta disposição é o alto torque de freio produzido em relação à força aplicada. Apresenta como maior desvantagem a alta sensibilidade à variação do coeficiente de atrito do revestimento de freio, tornando mais instável o torque de freio gerado, podendo ocasionar travamentos prematuros das rodas.

Na determinação do arranjo das sapatas, deve-se observar a utilização do freio em relação ao sentido de movimento do veículo. Caso o freio seja utilizado com o veículo

¹ Revestimento de freio: material de atrito, lona, pastilha, guarnição.

em marcha ré, a sapata primária torna-se secundária e vice-versa. Também deve-se observar a sua utilização como freio de estacionamento.

Caminhões pesados, cavalos mecânicos, reboques e semi-reboques equipados com sistema pneumático, em muitos casos, utilizam o came-S para forçar as sapatas contra o tambor de freio. Este é o sistema aplicado no veículo analisado neste trabalho.

O freio acionado por came-S utiliza o arranjo de sapatas primário-secundário. As sapatas são acionadas através da rotação do came em forma de 'S'. A Figura 2.5, LIMPERT (1992), apresenta um freio por came-S típico, constituído por sapata primária e secundária, came-S, alavanca ajustadora de folga automática e cilindro de freio.

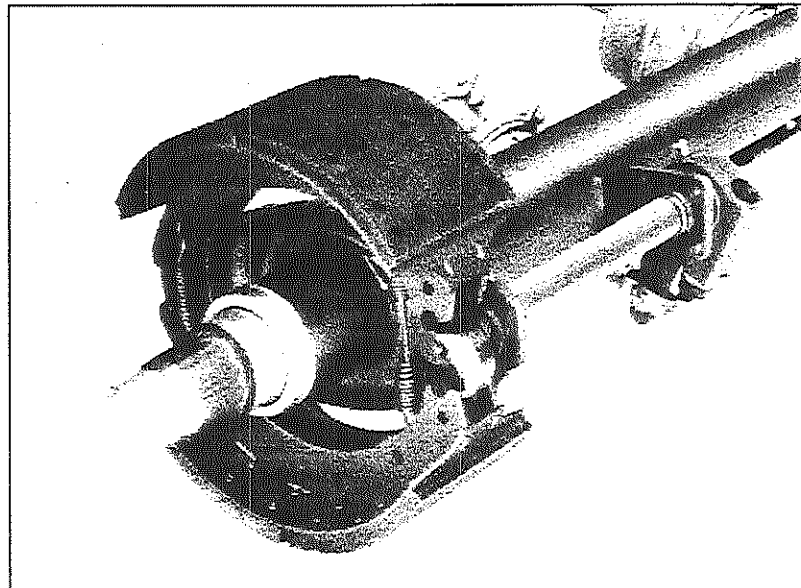


FIGURA 2.5 - Freio a tambor acionado por came-S; LIMPERT (1992)

Freios com came-S são simples, apresentam baixo desgaste devido ao uso uniforme das sapatas de freios, ajustes precisos efetuado pela alavanca ajustadora de folga automática, estáveis quanto à variação do torque de freagem e de fácil manutenção. As desvantagens são o torque de freio relativamente limitado e robustez devido às altas forças geradas nos mancais e fixações.

Freios com cunha utilizam o arranjo de sapatas primário-secundário ou duplo-primário com acionamento hidráulico. O uso deste tipo de freio é mais comum na Europa, onde vem aumentando sua utilização nos veículos com freio pneumático. Apresentam como

vantagem o auto torque de freio, mecanismo de ajuste integrado ao atuador hidráulico, mais compacto e menor peso, porém, mais suscetível à fadiga.

2.10 Comparação entre freio a tambor e freio a disco

A maior vantagem dos freios a disco é a sua capacidade de operação em alta temperatura, até 900 °C, LIMPERT (1992). O aumento da espessura do disco de freio devido à dilatação térmica não provoca variações consideráveis no volume do fluido de freio hidráulico, ou seja, não provoca aumento no curso ou na sensibilidade do pedal ou alavanca de freio. No caso de freios a disco pneumático, significativos problemas de segurança em relação ao curso e sensibilidade do pedal, decorrente dos efeitos de alta temperatura que podem ser atingidas no sistema de transmissão de energia, devem ser observados. Uma qualidade de grande importância dos freios a disco é sua relação linear entre o torque de freagem com a variação do coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio, além de menor sensibilidade quanto à variação de temperatura.

Os freios a tambor são mais sensíveis aos efeitos da temperatura, podem operar no máximo a 427 °C, LIMPERT (1992). Não só o coeficiente de atrito entre o revestimento de freio e o tambor, mas também o seu diâmetro interno, variam muito com a mudança de temperatura do sistema, provocando variações consideráveis no curso do pedal ou alavanca de freio. O contato do revestimento de freio das sapatas também é prejudicado pelo aumento do diâmetro interno do tambor, provocando redução do torque de freio produzido, além de alta pressão e altas temperaturas localizadas nas áreas reduzidas de contato do revestimento com o tambor. Os freios a tambor possuem grande variação do torque de freagem com a variação do coeficiente de atrito do revestimento de freio.

LOMBRILLER & CANALE (1997), avaliaram os efeitos da temperatura na freagem de emergência em autoveículos rodoviários. Através de simulação computacional, foi analisado a variação do torque e forças de freagem, forças normais, coeficientes de adesão e desaceleração, conforme a variação da velocidade e pressão do sistema de freio.

2.11 Fator de freio

O fator de freio BF (*brake factor*), é definido como a razão da força de atrito F_d produzida no tambor ou disco de freio, pela força aplicada na sapata ou pastilha F_a , obtido pela eq.(2.1) a seguir, definida por LIMPERT (1992). Trata-se de importante parâmetro adimensional para o cálculo do torque de freagem:

$$BF = F_d / F_a \quad (2.1)$$

Para os freios a disco, o fator de freio é definido como sendo o dobro do coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco de freio, ou seja:

$$BF = 2\mu_L \quad (2.2)$$

Onde:

μ_L = coeficiente de atrito do revestimento

Define-se também a sensibilidade S dos freios como sendo a variação do fator de freio conforme a variação do coeficiente de atrito do revestimento de freio:

$$S = d(BF) / d(\mu_L) \quad (2.3)$$

Os freios a tambor tem como característica principal o alto fator de freio quando comparado aos freios a disco, devido ao auto energizamento no freio, ou seja, a força de aplicação na sapata primária é amplificada para produzir o torque de freagem.

A Figura 2.6 LIMPERT (1992), representa o esquema para sapata primária utilizado para o cálculo da força de atrito F_d , necessária para obtenção do fator de freio BF do sistema a tambor.

Através da expressão a seguir, eq.(2.4) definida por LIMPERT (1992), utilizando o sinal de menos no denominador, pode-se obter o fator de freio BF_1 para sapata primária.

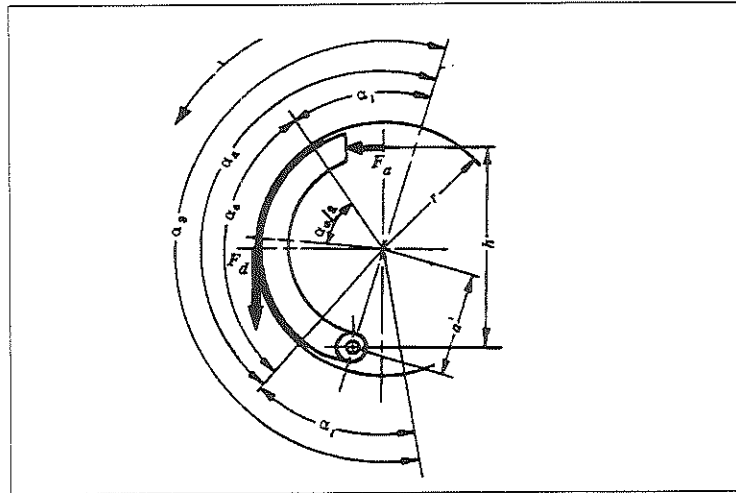


FIGURA 2.6 - Sapata primária com pivô; LIMPert (1992)

$$BF_1 = Fd_1 / Fa = \frac{\mu h / r}{(a'/r) \left[\frac{(\alpha_0 - \text{sen } \alpha_0 \cos \alpha_3)}{4 \text{sen}(\alpha_0 / 2) \text{sen}(\alpha_3 / 2)} \right] \pm \mu [1 + (a'/r) \cos(\alpha_0 / 2) \cos(\alpha_3 / 2)]} \quad (2.4)$$

Onde:

r = raio de aplicação da força de atrito Fd (mm)

a' = distância do pivô ao centro do tambor (mm)

α_0 = arco do ângulo α_0 (mm)

$\alpha_3 = \alpha_1 + \alpha_2$, (graus) Figura 2.6

Para obtenção do fator de freio BF_2 da sapata de freio secundária, basta utilizar o sinal de mais no denominador. O sinal de mais no denominador indica o decréscimo no fator de freio com o aumento do coeficiente de atrito, ou seja, não há auto energizamento na sapata secundária. O fator de freio total BF é obtido com a soma do fator de freio da sapata primária e secundária.

O fator de freio total, calculado para o freio a tambor com arranjo de sapatas primário-secundário e comando por came-S, é obtida através da eq.(2.5) a seguir, definida por BOSCH automotive handbook (1993):

$$BF = 4 / (1/BF_1 + 1/BF_2) \quad (2.5)$$

Onde:

BF_1 = Fator de freio da sapata primária determinado pela eq.(2.4), utilizando o sinal de menos no denominador.

BF_2 = Fator de freio da sapata secundária determinado pela eq.(2.4), utilizando o sinal de mais no denominador.

DAY & HARDING (1983) utilizam a técnica dos elementos finitos para determinar a flexão das sapatas e a distribuição de pressão no revestimento de freio, para avaliar a variação do fator de freio e desempenho dos freio a tambor acionados por came-S.

FARIA & CANALE (1997) avaliam a variação do fator de freio do sistema a tambor, considerando os efeitos termodinâmicos durante o processo de freagem. Foi demonstrado neste trabalho, através de dados teóricos e experimentais, a redução do fator de freio com o aumento da temperatura, influenciando os níveis de desaceleração atingida pelo veículo.

LIMPERT (1992) apresenta o gráfico da Figura 2.7 a seguir, que demonstra a variação do fator de freio em função da variação do coeficiente de atrito do revestimento de freio para os arranjos duo-servo, duplo-primário, primário-secundário, duplo-secundário e freio a disco. Através deste gráfico, pode-se avaliar também a sensibilidade do fator de freio para as varias aplicações.

A utilização de freios a disco em caminhões pesados apresenta dificuldades devido ao fator de freio limitado quando comparado aos freios a tambor, exigindo um disco de freio de grande diâmetro ou alta pressão no circuito de freios para gerar a força de freagem requerida, o que pode ocasionar vazamentos de pressão na linha de suprimento de energia ou incompatibilidade do tamanho do disco com a roda. No entanto, um grande esforço deve ser despendido para a sua aplicação nestes veículos, devido ao melhor desempenho e menor custo de manutenção, avaliado por KARCZEWSKI (1992).

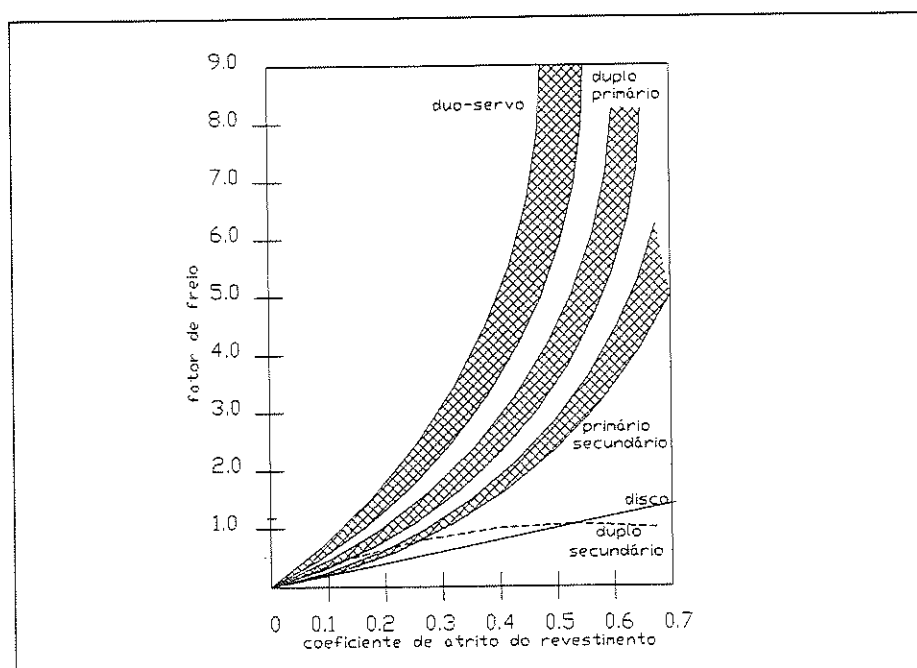


FIGURA 2.7 - Fator de freio em função do coeficiente de atrito; LIMPert (1992)

2.12 Materiais aplicados nas superfícies de atrito

Os revestimentos de freio, que podem ser denominados como lonas para freios a tambor e pastilhas para freios a disco, são obtidos por uma combinação de materiais utilizados para proporcionar ao revestimento características importantes, exigidas para garantir a segurança, integridade e eficiência no desempenho dos sistemas de freios. Fatores ambientais e relacionados à saúde humana, também são aplicados nas legislações sobre freios, proibindo a utilização de materiais nocivos na composição das lonas e pastilhas.

Os elementos que constituem os revestimentos de freios podem ser divididos em quatro grupos básicos segundo LIMPert (1992):

Fibras: elemento responsável em proporcionar rigidez, durabilidade, integridade, resistência e estabilidade térmica do material de atrito.

Material de preenchimento: elemento utilizado para preencher, aumentar a durabilidade e reduzir os custos do material de atrito.

Material de ligação: elemento utilizado para aglutinar os elementos que constituem os revestimentos de freios, com características principais de resistência ao calor.

Modificadores de atrito: elemento provido de características mecânicas para proporcionar o adequado nível do coeficiente de atrito nos revestimentos de freios.

Os revestimentos de freios são classificados segundo o coeficiente de atrito entre a lona e o tambor ou entre a pastilha e o disco de freio, através de estimativas obtidas em testes de laboratórios para os freios “frio” (93 °C) e “quente” (315 °C), LIMPERT (1992). No entanto, estes valores são apenas uma referência para a escolha do revestimento de freio, já que o coeficiente de atrito é afetado por diversos fatores como a distribuição de pressão, umidade, presença de poeira e resíduos desprendidos com o desgaste do sistema. Portanto, para uma adequada determinação do coeficiente de atrito do revestimento, necessária para a determinação do fator de freio, é imprescindível o desenvolvimento de ensaios monitorados de todo o conjunto para aquisição de valores mais confiáveis.

Em geral, utiliza-se ferro fundido ou aço para a fabricação dos tambores e discos de freios. FERNANDES (1994) aponta como característica desses materiais a grande capacidade de dissipação térmica.

Pode-se obter as características desejadas para os materiais utilizados nos tambores e discos através de tratamentos térmicos, adição de elementos de liga e controle no processo de fabricação. Fenômenos acústicos, térmicos e mecânicos devem ser considerados na escolha do material utilizado para a fabricação destes componentes.

2.13 Sistemas anti-travamento automático (ABS)

Os sistemas ABS (*anti-lock brake systems*) são aplicados nos sistemas de freios para melhorar o desempenho, a estabilidade e a dirigibilidade dos veículos durante a frenagem. Os sistemas anti-travamento modernos atuam enquanto a roda estiver na eminência de ser bloqueada pelo acionamento dos freios com o veículo em movimento. Quando a roda estiver prestes a travar, ocorre o alívio de pressão no freio, a roda então volta a girar até que a pressão do freio volte ao normal e assim sucessivamente. Ou seja, enquanto o ABS estiver

atuando, o freio é acionado por pulsos de redução e aumento de pressão, ajustando automaticamente a rotação da roda à velocidade do veículo.

A desaceleração ideal é obtida quando os pneumáticos utilizam o máximo coeficiente de atrito disponível no pavimento para gerar a força de freagem. O coeficiente de força de freagem μ_B representa o coeficiente de adesão longitudinal utilizado entre o pneumático e o pavimento, que varia conforme a variação da percentagem de escorregamento da roda em relação ao rolamento.

No gráfico da Figura 2.8 a seguir, apresentado por OPPENHEIMER (1988), é demonstrado a variação de μ_B em função da percentagem de escorregamento do pneumático. A partir do coeficiente de freagem máximo, representado pelo pico, é iniciado o travamento da roda, e nenhum aumento da pressão no freio representará aumento na força de freagem. Pode-se observar pelo gráfico que o máximo coeficiente de freagem ocorre quando a percentagem de escorregamento está em torno de 20%. A região a direita deste ponto representa a região de instabilidade e a esquerda representa a região de estabilidade. O ponto denominado como ABS, representa a região de atuação do sistema anti-travamento.

Os sistemas ABS, originário da tecnologia aeronáutica, começaram a ser empregado nos veículos rodoviários a partir da década de 60 e 70. Este sistema consiste em uma unidade de controle eletrônico, solenóides para liberar e reaplicar a pressão nos freios e de sensores de velocidade da roda.

A unidade de controle eletrônico monitora a velocidade do veículo através de sensores de velocidade. Os dados recebidos dos sensores de velocidade da roda são enviados à unidade de controle, onde são comparados aos da velocidade do veículo e das outras rodas. Quando os dados recebidos indicam a eminência de travamento em uma das rodas, a unidade de controle atua no solenóide para reduzir a pressão no freio. Quando a roda volta à velocidade normal, o solenóide libera a aplicação da pressão no freio. Dependendo do refinamento do controle do sistema, a razão de aumento de pressão e a pressão final pode ser controlada para minimizar os efeitos da frequência do ciclo de freagem no desempenho.

BOSCH automotive handbook (1993) apresenta uma descrição detalhada dos sistemas ABS para veículos comerciais e de passageiros, identificando as várias formas e modelos para sua utilização.

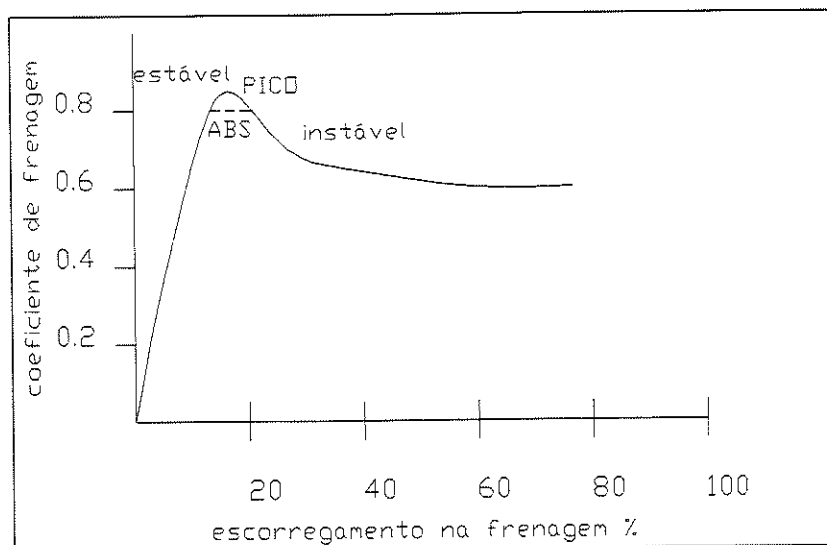


FIGURA 2.8 - Variação de μ_B pelo escorregamento; OPPENHEIMER (1988)

ADAMS & SPENCE (1976) descrevem o desenvolvimento e procedimento de testes obtidos na frenagem de veículos comerciais, utilizando o sistema ABS, conforme as exigências da legislação europeia. São tabuladas a distância de frenagem e a estabilidade do veículo para várias condições.

IWASAKI; KUBOTA et al. (1990) apresentam o desempenho de caminhões médios e ônibus com sistemas de freios pneumático de comando hidráulico equipados com sistema ABS.

As vantagens do sistema ABS, descritas por FERNANDES (1994), consistem na melhor dirigibilidade e controle na frenagem, melhor estabilidade direcional e melhor utilização do coeficiente de adesão disponível entre o pneumático e o pavimento nas frenagens de emergência, em pista seca ou molhada, permitindo maiores níveis de desaceleração e eficiência. No entanto, apesar de suas vantagens, o alto custo é o maior obstáculo para sua utilização.

A legislação europeia, exige a utilização de sistemas ABS para os veículos comerciais, caso seus requisitos não sejam cumpridos com a utilização de válvulas proporcionadoras de pressão.

2.14 Critérios para o desenvolvimento e projeto de sistemas de freios

Os sistemas de freios devem ser desenvolvidos conforme os mínimos requerimentos exigidos pela legislação em vigor. O dimensionamento dos freios é obtido a partir dos dados do veículo como a posição do centro de gravidade, a distribuição de carregamento nos eixos, a velocidade máxima e formas de utilização do veículo, devendo ser observado a seqüência de travamento para quaisquer níveis de coeficiente de adesão disponível entre o pavimento e o pneumático.

Para avaliar o desempenho de um veículo durante a aplicação dos freios, deve-se obter o gráfico que indica o coeficiente de adesão utilizado (relação entre a força de freagem e o carregamento normal) para cada eixo, em função da desaceleração desenvolvida pelo veículo. As curvas obtidas esclarecem a seqüência de travamento dos eixos e conclusões quanto à distribuição e dimensionamento dos freios.

NIEMANN (1971) descreve os itens necessários para o desenvolvimento e avaliação de projetos mecânicos, tais como custo, manutenção, eficiência, desgaste e outros. BOSCH automotive handbook (1993) descreve os critérios essenciais para avaliação durante o desenvolvimento de sistemas de freios como sendo:

- seqüência de travamento dos eixos e mínima força de freagem requerida pela regulamentação governamental;
- influência do desgaste do sistema;
- utilização do freio motor;
- falhas no circuito de freios;
- sistema de distribuição da força de freagem;
- falha do sistema de geração de energia e
- utilização de sistemas de retardamento.

Referindo-se às dimensões dos freios e ao sistema de controle, são descritos os seguintes critérios:

- tipo de freio utilizado (disco ou tambor);
- durabilidade e resistência ao uso em condições severas;
- espaço disponível para instalação;
- níveis aceitáveis de pressão;
- volume de fluido de freio;

- curso e esforço aplicado no pedal durante freagem normal, de emergência, com falha no circuito e com falha na geração de energia;
- requerimentos quanto à ergonomia;
- espaço de instalação e
- a legislação em vigor.

3. SISTEMA DE FREIOS DOS VEÍCULOS COMERCIAIS PESADOS

3.1 Sistemas de freios pneumáticos

O sistema de freio utilizado nos veículos combinados do tipo cavalo-mecânico e semi-reboque, avaliado neste trabalho, é definido da seguinte maneira:

- Sistema de freio por potência;
- Sistema de transmissão de energia pneumático;
- Sistema contínuo;
- Circuito duplo (TT, no cavalo-mecânico);
- Freio a tambor com comando por came-S (todos os eixos).

O funcionamento básico deste sistema é o seguinte: o compressor de ar, acoplado ao motor através de correias em V ou engrenagens, produz o ar comprimido para suprir os reservatórios do eixo dianteiro, eixo traseiro do cavalo, freio de estacionamento e o reservatório do semi-reboque. A pressão no circuito duplo do freio de serviço é modulada simultaneamente pela válvula pedal (válvula de freio de serviço) para controlar a pressão nos cilindros de freio. Entre a válvula pedal e os cilindros de freio, podem ser introduzidas válvulas para modulação automática da força de freagem, válvulas de distribuição de pressão e válvulas relê para redução do tempo de resposta do sistema de freio.

O freio de estacionamento é acionado nos cilindros combinados através da distensão da mola através da despressurização do cilindro de freio combinado, podendo ser usado também como freio de emergência. Caso ocorra falha no circuito de freio de serviço ou separação do veículo combinado, este sistema é acionado automaticamente.

Embora a fonte de energia do sistema pneumático seja o ar comprimido, a transmissão da energia proveniente do cilindro de freio para as superfícies de atrito envolve o uso de alavancas, cames, molas e roletes. Todos os sistemas de freios a ar possuem certos componentes em comum. Pode-se observar diferenças em termos de quantidade ou volume dos reservatórios, na utilização das válvulas e configurações dos circuitos de freios.

Neste trabalho é avaliado a introdução de válvulas sensíveis ao carregamento, para modulação da força de freagem no circuito de freios de serviço do veículo combinado.

3.2 Circuito de freio do cavalo-mecânico

Sistemas de freios pneumáticos de circuito duplo com conexão para o semi-reboque e freio de estacionamento consistem dos seguintes subsistemas: suprimento de energia, reservatórios de ar comprimido, válvulas de freio, controladores de força de freagem, freios e subsistema de controle e suprimento para o semi-reboque.

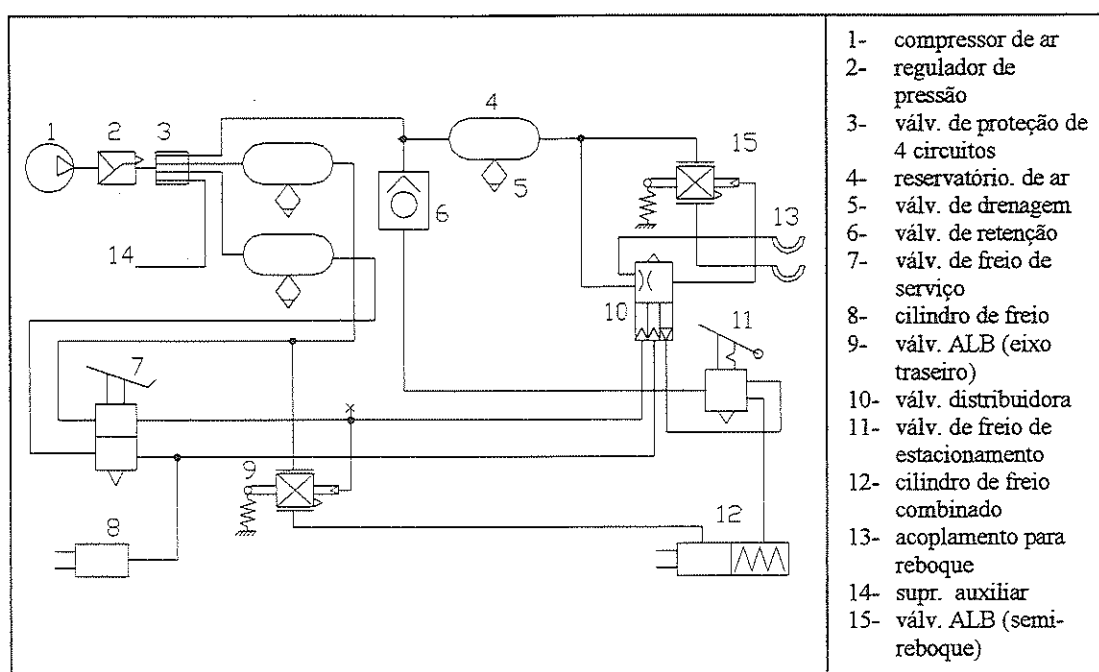


FIGURA 3.1 – Circuito de freio do cavalo-mecânico

A Figura 3.1 representa o circuito de freio do cavalo-mecânico, utilizando duas válvulas sensíveis ao carregamento do eixo traseiro do cavalo-mecânico, para modulação da força de freagem deste eixo e dos eixos do semi-reboque. Este sistema é dividido em quatro circuitos: circuitos de freio de serviço do eixo dianteiro e traseiro, circuito de freio de estacionamento (conectados ao subsistema de controle e suprimento do semi-reboque) e linha para suprimento auxiliar.

Com a configuração apresentada, torna-se possível modular a força de freagem para qualquer semi-reboque acoplado ao cavalo-mecânico, através da calibração adequada da

válvula sensível ao carregamento instalada no eixo traseiro do cavalo, para o controle da freagem do veículo rebocado. Desta maneira é possível satisfazer as exigências da ECE-R13, quanto a compatibilidade entre cavalo-mecânico e semi-reboque, para várias combinações.

No eixo traseiro do cavalo também é instalado uma válvula sensível à carga, para controle exclusivo da força de freagem deste eixo, evitando seu travamento antecipado em relação ao eixo dianteiro do cavalo-mecânico, conforme o exigido pela ECE-R13. BURRIDGE (1976) descreve a introdução de novos componentes para satisfazer as inovações das legislações quanto aos sistemas de controle, suprimento e sistemas anti-travamento.

3.3 Descrição dos componentes utilizados no circuito de freio pneumático

Compressor de ar (componente 1, Figura 3.1): a energia requerida para o acionamento do compressor de ar provém do funcionamento do motor, através da transmissão por correias ou engrenagens que conectam o virabrequim do compressor ao virabrequim do motor. A lubrificação do compressor é realizada pelo mesmo óleo utilizado pelo motor. Em geral, o ar comprimido proveniente do compressor é contaminado por lubrificantes, água ou partículas sólidas que comprometem o funcionamento do sistema de freios. Para solucionar este problema, são instaladas válvulas de drenagem nos reservatórios de ar comprimido e filtros no regulador de pressão.

Regulador de pressão (componente 2, Figura 3.1): regula automaticamente a pressão de serviço nos reservatórios de ar, além de realizar a filtragem do ar comprimido produzido pelo compressor e proteger todo o sistema contra excessos de pressão. No regulador de pressão descrito por FREIOS KNORR (1988), existe uma conexão que pode ser utilizada para enchimento dos pneus ou para alimentação de todo o circuito, através de uma fonte externa de ar comprimido.

Válvula de proteção de 4 circuitos (componente 3, Figura 3.1): FREIOS KNORR (1988) define a utilização da válvula de proteção de 4 circuitos, para sistemas de freio a ar comprimido com até 4 circuitos independentes, com a finalidade de, em caso de falha em um dos circuitos, assegurar nos circuitos intactos uma pressão de segurança preestabelecida.

Reservatório de ar (componente 4, Figura 3.1): é utilizado para armazenar e abastecer a quantidade de energia requerida pelos circuitos dos sistemas de freios pneumáticos, inclusive em caso de falhas no seu suprimento. Feito por chapas de aço, deve-se prevenir a ação da oxidação e suportar a alta pressão na sua utilização.

Válvula de drenagem (componente 5, Figura 3.1): é utilizada para escoar manualmente a água condensada e eventuais resíduos de óleo acumulados nos reservatórios de ar comprimido e, em caso de necessidade, provocar a queda de pressão no sistema; FREIOS KNORR (1988).

Válvula de retenção (componente 6, Figura 3.1): válvula utilizada para manter o fluxo de ar em sua direção normal, permitindo a passagem do fluxo quando ocorre diferença de pressão entre as duas conexões.

Válvula de freio de serviço (componente 7, Figura 3.1): é utilizada em sistemas de freio a ar comprimido de circuito duplo para controlar a pressão de ar nos cilindros de freios, através do acionamento do pedal já incorporado à válvula; FREIOS KNORR (1988).

Válvula de freio de estacionamento (componente 11, Figura 3.1): utilizada para o controle de pressão dos freios de estacionamento e de emergência (constituídos pelo mesmo sistema). Possibilita a distensão gradual da mola dos cilindros de freio combinado, podendo ser conectada aos mesmos de forma direta ou através de uma válvula relê (como na Figura 3.1), em função do volume de ar dos cilindros e dos tempos de acionamento requerido para cada aplicação; FREIOS KNORR (1988).

Cilindro de freio (componente 8, Figura 3.1): instalada no eixo dianteiro, é utilizado para produção da força de freagem, onde a energia do ar comprimido é convertida em trabalho mecânico. Neste caso, o trabalho é transmitido pela alavanca ajustadora de folga automática ao eixo do came-S, que forçam as sapatas contra o tambor.

Cilindro de freio combinado (componente 12, Figura 3.1): instalada no eixo traseiro, é utilizado para produção da força de freagem transmitida pela alavanca ajustadora de folga automática através da distensão da mola quando esta é despressurizada. É constituído de uma porção a diafragma para aplicação do freio de serviço e de uma porção a

mola acumuladora para aplicação dos freios auxiliar e de estacionamento; FREIOS KNORR (1988).

Válvula distribuidora (componente 10, figura 3.1): aplicada nos sistemas de circuito duplo, é utilizada para suprimento e controle do freio de serviço e de estacionamento do semi-reboque. Esta válvula é energizada pelos dois circuitos de freio de serviço e pelo sistema de freio de estacionamento do cavalo-mecânico.

Os componentes 13 e 14 (Figura 3.1), representam respectivamente o acoplamento para o circuito de freios do semi-reboque e a linha para suprir o circuito de freio secundário ou para outra finalidade. Pode-se ainda introduzir no circuito da Figura 3.1, válvulas relê para redução do tempo de acionamento dos freios ou conforme a necessidade do volume de ar dos cilindros de freio.

3.4 Válvula sensível ao carregamento para controle automático da força de freagem

Os componentes designados pelos algarismos 9 e 15 (Figura 3.1), representam a válvula para o controle automático da força de freagem conforme a variação do carregamento do semi-reboque, sensível à deformação da suspensão do eixo traseiro do cavalo-mecânico, para modular a pressão nos cilindros de freio de serviço no eixo traseiro do cavalo-mecânico e nos eixos do semi-reboque respectivamente.

A introdução das válvulas ALB (*Automatic Load-sensitive Braking-force metering*) no esquema de transmissão dos sistemas de freio, permite o ajuste e correção da força de freagem do veículo parcialmente carregado ou vazio, de acordo com a variação do carregamento no eixo onde foi instalada. A válvula ALB atua também como válvula relê.

A válvula ALB é conectada à suspensão do veículo através de uma alavanca, que aciona automaticamente a válvula, controlando a relação entre a pressão liberada pela válvula de freio de serviço e a pressão liberada aos cilindros de freio, conforme o posicionamento da alavanca de conexão com a suspensão, definido pelo ângulo alfa (α).

Durante a freagem, a variação da força normal no eixo de instalação, implica na variação da pressão controlada pela válvula ALB. Esta característica é definida como modulação dinâmica; KNORR-BREMSE (s.d.).

A Figura 3.2 (KNORR-BREMSE) demonstra as características de utilização das válvulas ALB conforme o ângulo α da alavanca de conexão. O diagrama A representa a faixa de variação da relação entre a pressão de entrada P_4 (modulada pelo pedal) e a pressão de saída P_2 . A reta superior indica a relação máxima ($P_2/P_4 = 1$) e a inferior a relação mínima ($P_2/P_4 = 1/4$), correspondendo respectivamente ao ângulo α igual ou acima de 30 graus e menor ou igual a zero. O diagrama B representa a variação da pressão liberada P_2 em função do ângulo α , para a pressão de entrada P_4 constante de 7.5 bar. A faixa de utilização do ângulo α menor que zero representa a operação em falha, acima de zero representa a operação normal da válvula ALB.

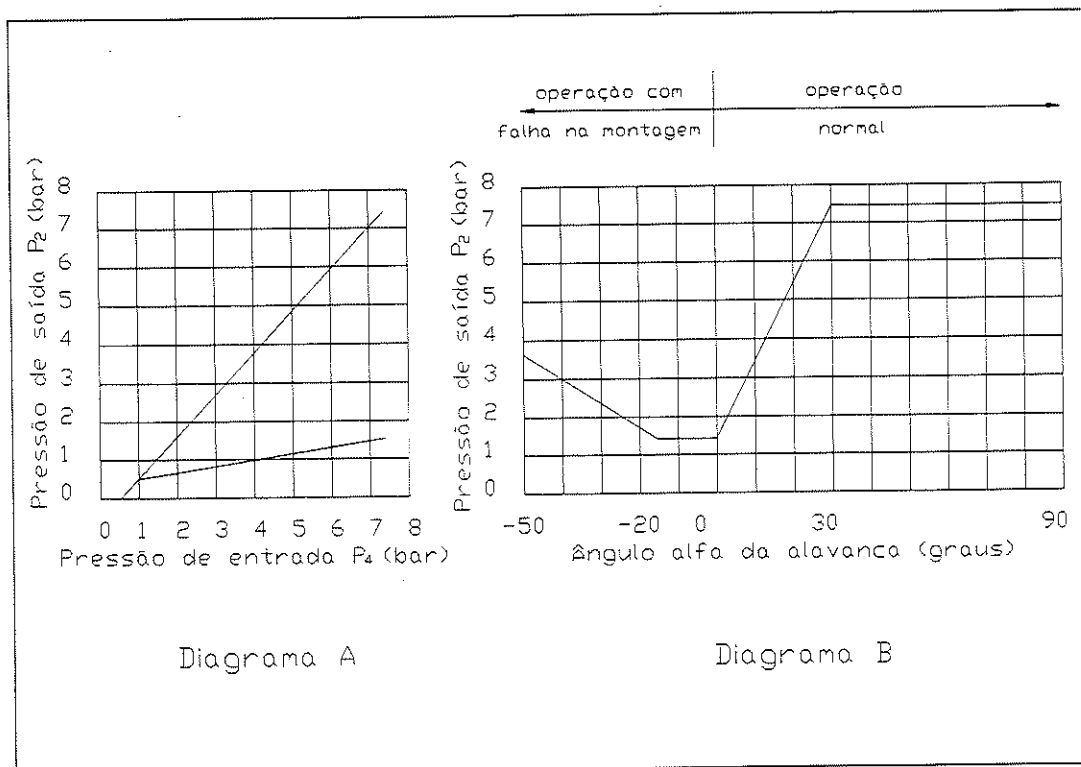


FIGURA 3.2 - Características da válvula ALB, KNORR-BREMSE

A instalação da válvula ALB permite melhor relação entre as forças normais e forças de freagem, influenciando diretamente na eficiência e desempenho durante a desaceleração do veículo combinado, evitando o travamento prematuro do eixo controlado.

No entanto, sob baixo coeficiente de atrito ou baixo carregamento, torna-se possível o travamento dos eixos. Veículos comerciais com diferenças extremas entre as condições carregado e vazio requerem em seus sistemas de freios o controle automático, sensível ao carregamento, para controle das forças de freagem através da instalação das válvulas ALB. A Figura 3.3, apresentado no panfleto técnico da KNORR-BREMSE, ilustra a válvula ALB, modelo BR 4452 de sua fabricação.

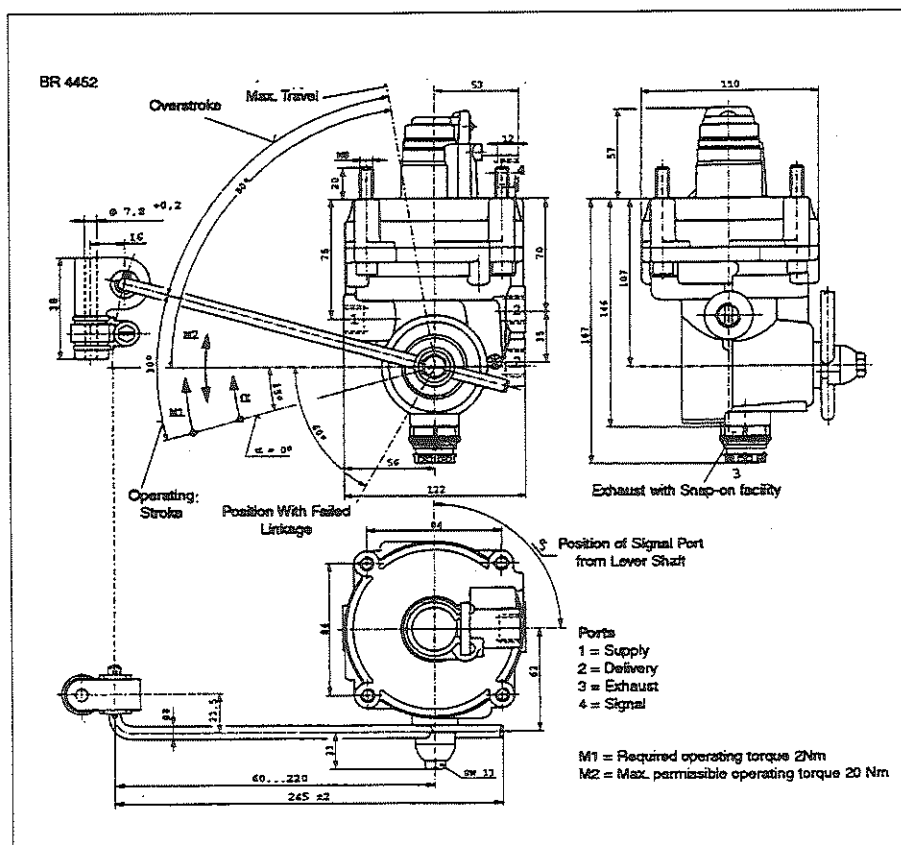


FIGURA 3.3 – Válvula ALB modelo BR 4452; KNORR- BREMSE

KNORR-BREMSE apresenta também a montagem para ligação da válvula ALB com a suspensão, descrição completa de seu funcionamento, manutenção, seus componentes e o ábaco para o ajuste da válvula conforme a deflexão da suspensão.

3.5 Torque de freagem

O torque de freagem T_B , produzido pelos freios a tambor dos sistemas pneumáticos com comando por came-S, é determinado usando a definição de fator de freio (seção 2.11) aplicada na eq. (3.1) a seguir, obtida a partir de LIMPET (1992):

$$T_B = (p_1 - p_0) A_c B F \eta_m r l_s / 2 l_c, \text{ Nm} \quad (3.1)$$

Onde:

A_c = área do cilindro de freio, cm^2

$B F$ = fator de freio

p_1 = pressão na linha de freio, N/cm^2

p_0 = pressão inicial, N/cm^2

η_m = eficiência mecânica

l_c = raio efetivo do came-S, cm

l_s = comprimento efetivo da alavanca ajustadora, cm

r = raio do tambor, m

Com a utilização de válvulas proporcionadoras de pressão, ou de corte, o termo $(p_1 - p_0)$, que representa a pressão aplicada no cilindro de freio, deve ser calculado através da função que representa a sua variação de pressão. Na expressão apresentada, não são considerados os fatores de redução de temperatura e de ajustamento, ou seja, considera-se a utilização dos freios a 'frio' e em boas condições mecânicas, adotados para o cálculo do desempenho da freagem do veículo combinado neste trabalho.

A força de freagem F_x , produzida pelo freio de serviço para cada eixo, é obtida através da eq. (3.1), dividida pelo raio dinâmico R do pneumático e multiplicada por 2, devido a utilização de dois freios em cada eixo, ou seja:

$$F_{x_i} = 2/R [(p_1 - p_0) A_c B F \eta_m r l_s / 2 l_c]_i, \text{ N} \quad (3.2)$$

Onde:

R = raio dinâmico do pneumático, m

i = identificação do eixo

F_x = força de freagem, N

A eq. (3.2) representa a força de freagem aplicada no eixo enquanto não houver travamento das rodas. Com a ocorrência de travamentos, isto é, com força de freagem maior que o produto do coeficiente de atrito estático μ_0 pela força normal F_z no eixo, ou seja, com o escorregamento total entre o pneumático e pavimento, a força de freagem F_x é calculado através da seguinte expressão, eq. (3.3):

$$F_{x_i} = F_{z_i} \mu_s, N \quad (3.3)$$

Onde:

F_z = força normal no eixo, N

μ_s = coeficiente de atrito dinâmico entre pneumático e pavimento

3.6 Desaceleração do veículo

A desaceleração do veículo a (em m/s^2), é obtida a partir da somatória das forças de freagem F_x , obtida pelas equações (3.2) e (3.3), aplicada na periferia dos pneumático em cada eixo. A divisão da somatória das forças de freagem pelo peso total W do veículo resulta na desaceleração, ou seja eq. (3.4):

$$a = g/W \sum^n F_{x_i}, m/s^2 \quad (3.4)$$

Onde:

g = aceleração da gravidade, m/s^2

n = número de eixos

W = peso total do veículo, N

F_x = forças de freagem, eq. (3.2) e (3.3).

3.7 Tempo de resposta dos sistemas de freios pneumáticos

Considera-se como tempo de resposta dos sistemas de freios o instante entre o acionamento do pedal e a plena atuação da sapata contra o tambor. Os sistemas de freios a ar possuem um tempo de resposta relativamente longo, quando comparado aos outros sistemas.

Este fato pode ser minimizado através de adequado desenvolvimento do sistema de suprimento e utilização de válvulas relê.

Estudos realizados em relação à atuação dos sistemas pneumáticos indicam que a redução do comprimento da linha de pressão, a redução do curso do cilindro de freio e o aumento de pressão do sistema, implicam na redução do tempo de resposta dos freios; LIMPert (1992). OTTO (1976) considera o aumento de pressão no sistema de freios também para redução do volume dos reservatórios, de acordo com as propriedades dos componentes utilizados.

O gráfico da Figura 3.4, LIMPert (1992), ilustra o tempo utilizado para a aplicação dos freios nos eixos do cavalo-mecânico e semi-reboque. Observa-se que o tempo necessário para atingir 90% da pressão máxima está entre 0.55 e 0.60s.

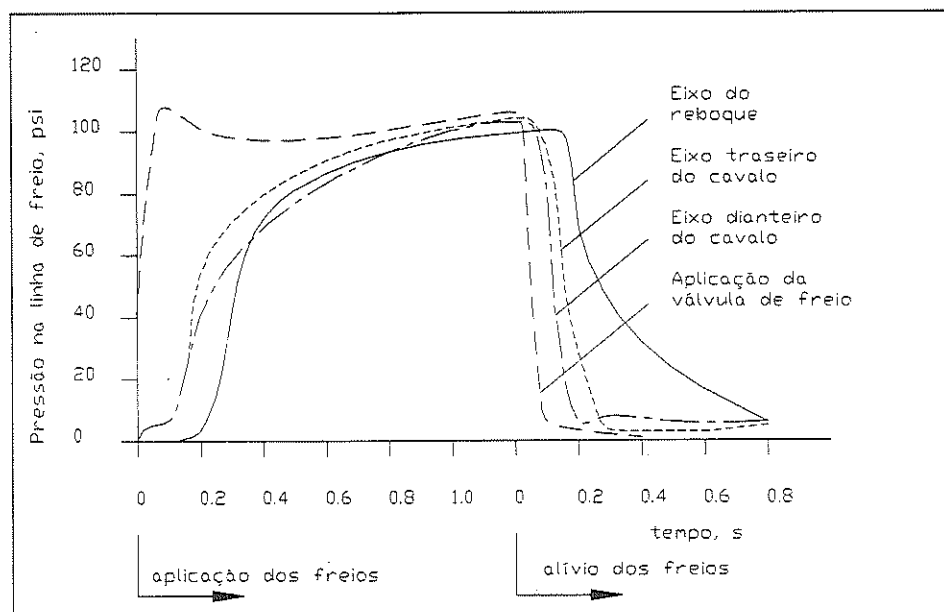


FIGURA 3.4 – Tempo de resposta dos freios do cavalo-semi-reboque ; LIMPert (1992)

Através das curvas de variação de pressão do gráfico da Figura 3.4, pode-se obter o gráfico da Figura 3.5, LIMPert (1992), que representa o tempo de resposta dos sistemas de freios pneumáticos dividido em três partes, com cada uma delas influenciadas por diferentes fatores.

O tempo t_1 , Figura 3.5, representa a velocidade que o ar pressurizado atravessa o circuito de freio, da válvula de aplicação até atingir os cilindros de freio. O tempo t_2 representa o deslocamento dos cilindros de freio e o deslocamento das sapatas até pressionarem o tambor. O tempo t_3 representa o tempo requerido para que a pressão no circuito atinja o valor máximo, tipicamente 90% da pressão do reservatório; LIMPERT (1992).

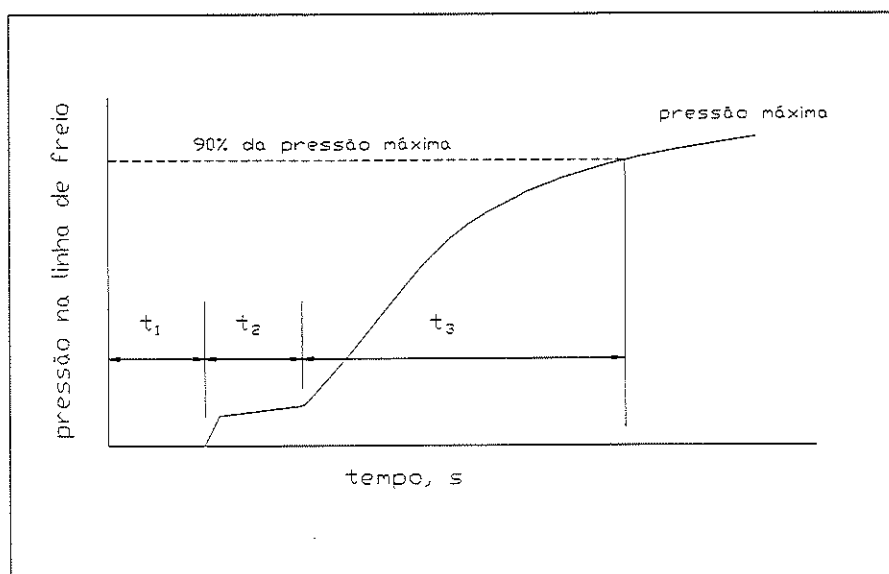


FIGURA 3.5 – Variação de pressão dos sistemas de freios pneumáticos; LIMPERT (1992)

Neste trabalho, no cálculo do desempenho da freagem do veículo combinado, não é considerado o tempo de resposta do motorista, que representa o instante entre a percepção do perigo até a aplicação do pedal de freio. MORTIMER (1976) analisa o tempo de reação do motorista, esforço aplicado e curso do pedal de freio considerando várias características diferentes para o motorista.

3.8 Sobre a Revisão Bibliográfica

Não é apresentado neste trabalho, um capítulo de Revisão Bibliográfica sobre a utilização de válvulas sensíveis ao carregamento para modulação das forças de frenagens em sistemas de freios pneumáticos, devido à escassez de publicações que especificam a sua utilização nos veículos comerciais, restringindo as informações às empresas que empregam este componente na fabricação de seus veículos, o que ainda não é realidade dos fabricantes instalados no Brasil, que não só por questões de segurança e modernidade, como exigência

imposta pela nova legislação, deverão implantar os sistemas automáticos sensíveis à carga para modulação da força de freagem. No entanto, as informações encontradas estão descritas ao longo do texto apresentado, tendo como as principais fontes o panfleto técnico da KNORR-BREMSE e BOSCH automotive handbook (1993).

4. MODELO MATEMÁTICO E SISTEMA COMPUTACIONAL

4.1 Principais hipóteses adotadas para determinação do desempenho na freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque

O propósito deste trabalho é obter o desempenho na freagem do veículo combinado (cavalo-mecânico acoplado ao semi-reboque), utilizando dois eixos no rebocador e três eixos no veículo rebocado. No modelo matemático são considerados os efeitos e características da suspensão por balança do semi-reboque, concentrando nos centros de gravidade dos eixos as massas não suspensas deste veículo.

É considerado a utilização exclusiva dos freios de serviço, definidos no capítulo 3, sem a aplicação do freio motor ou freio auxiliar. Não são considerados no desempenho da freagem os efeitos da resistência aerodinâmica e resistência ao rolamento, definidos em GILLESPIE (1992), assim como as deformações dos pneumáticos durante a freagem, considerando constante seus raios dinâmicos na desaceleração. A inércia rotativa dos eixos e rodas dos veículos também não são consideradas para o cálculo do desempenho da freagem do veículo combinado.

O desempenho na freagem é obtido para o veículo em movimento retilíneo, em regime permanente e trafegando em pista plana, para quaisquer coeficientes de atrito estático e dinâmico disponíveis entre os pneumáticos e pavimento, considerando-os constante em todos os pneus durante a desaceleração.

A massa total do cavalo-mecânico, assim como a massa não suspensa do semi-reboque, considerados como corpos rígidos, são concentradas em seus centros de gravidade.

A posição do centro de gravidade dos veículos, assim como a sua influência na freagem será comentada no decorrer deste trabalho.

4.2 Análise dinâmica da freagem do veículo combinado

A análise do desempenho do sistema de freio de serviço é iniciada a partir da pressão aplicada aos cilindros de freio, calculadas em função da pressão na linha de suprimento e das válvulas instaladas.

A pressão na linha de suprimento, utilizada para o cálculo do desempenho neste trabalho, é obtida através de uma aproximação do gráfico da Figura 3.5, considerando variação linear da pressão em função do tempo. O gráfico da Figura 4.1 a seguir, representa a variação da pressão e os tempos de acionamento do sistema de freios de serviço considerados.

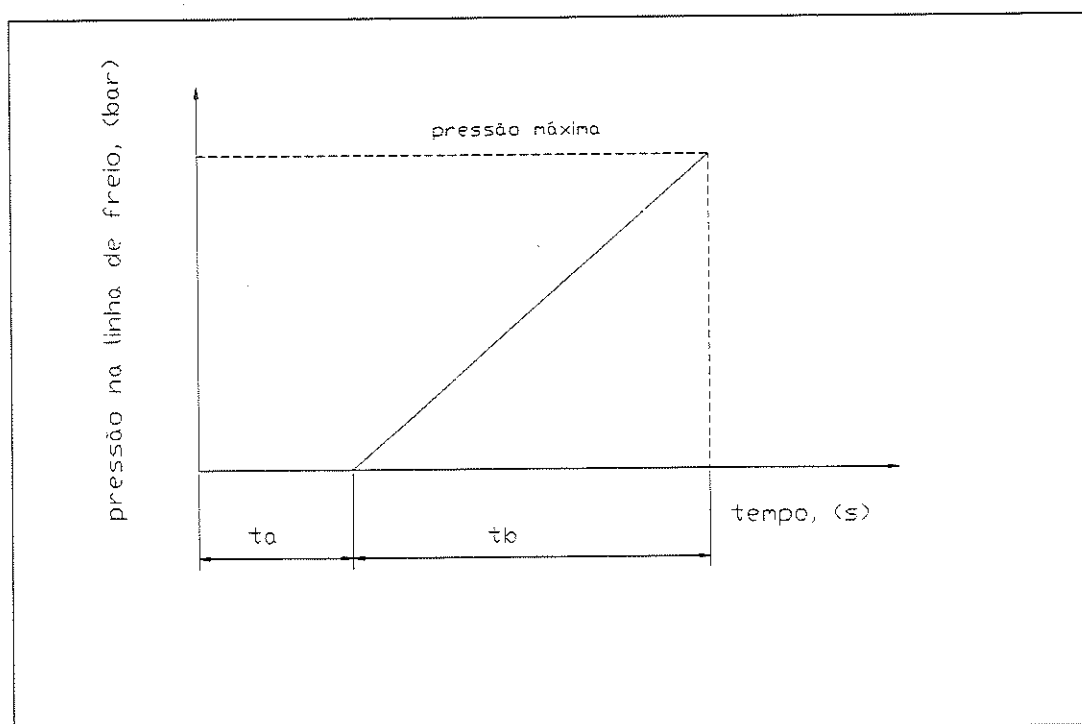


FIGURA 4.1 – Variação da pressão em função do tempo

O tempo t_a , Figura 4.1, representa o tempo entre a aplicação dos freios até o início de sua atuação. O tempo t_b representa o intervalo entre o início da desaceleração até o

instante em que é atingida a máxima pressão no circuito de freio de serviço. Os tempos t_a e t_b influenciam na distância percorrida durante a desaceleração.

Com os valores da pressão aplicada em cada cilindro de freio, obtém-se as forças de freagem em cada eixo através da eq. (3.2) ou (3.3). Com a aplicação das válvulas ALB, deve-se utilizar as funções definidas pela Figura 3.2, para determinação da pressão no cilindro suprido pela válvula em função do ângulo alfa.

A proporção da pressão liberada pela válvula ALB ao cilindro de freio é função da força normal e da calibração da mesma quando instalada na suspensão do veículo, definindo assim, a posição do ângulo alfa, conforme a variação da deflexão da suspensão, ou seja, conforme a variação da força normal F_z no eixo onde foi instalada.

Para a instalação da válvula ALB no modelo matemático, considera-se como linear a variação da deflexão da suspensão, definindo as forças normais correspondentes aos pontos onde o ângulo alfa é igual à zero (proporção mínima) e ao ângulo alfa que representa a proporção máxima (1/1), para a relação da pressão de entrada P_4 e de saída P_2 , possibilitando a obtenção do ângulo alfa em função da força normal. Através da Figura 4.2 a seguir, pode-se visualizar como é feita a calibração da válvula ALB neste trabalho.

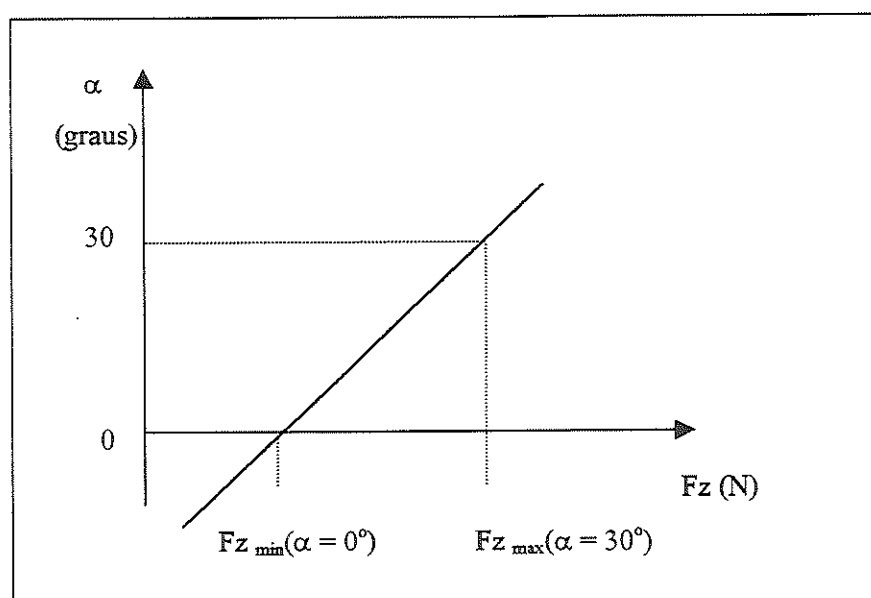


FIGURA 4.2 - Variação do ângulo alfa em função da força normal

No cálculo da pressão liberada pela válvula ALB, considera-se a faixa de utilização do ângulo alfa, conforme a função que define a sua posição normal ou em falha, Figuras 3.2 (Diagrama B) e 3.3.

A seqüência para o cálculo do desempenho da freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque é efetuada da seguinte maneira: obtenção da pressão, obtenção das forças de freagem, obtenção das forças normais etc. Todos os resultados obtidos são função das características do veículo e dos freios instalados, a partir das forças normais e de frenagens calculadas.

O modelo matemático adotado neste trabalho é descrito por LIMPert (1992), adaptado ao veículo semi-reboque brasileiro com a utilização de três eixos e suspensão por balança (*three leaf spring*). A seguir são representados pelas Figuras 4.3 e 4.4 o cavalo-mecânico e o semi-reboque, utilizados para determinação do modelo matemático, identificando geometria e forças aplicadas durante a desaceleração com a aplicação dos freios de serviço.

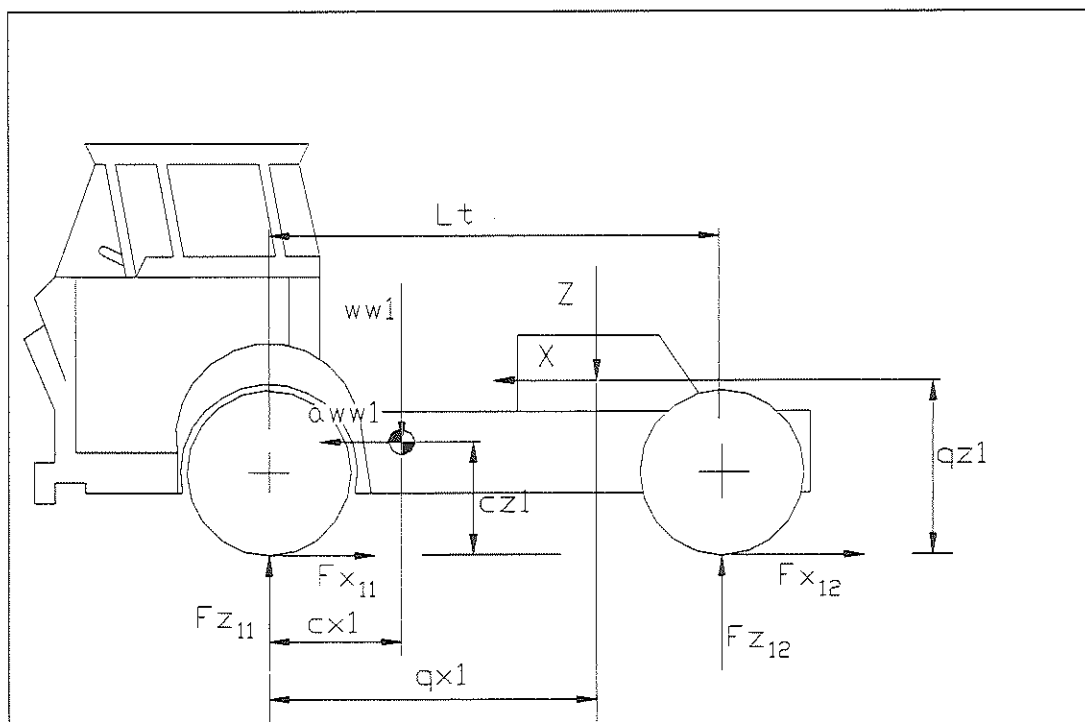


FIGURA 4.3 – Cavalo-mecânico

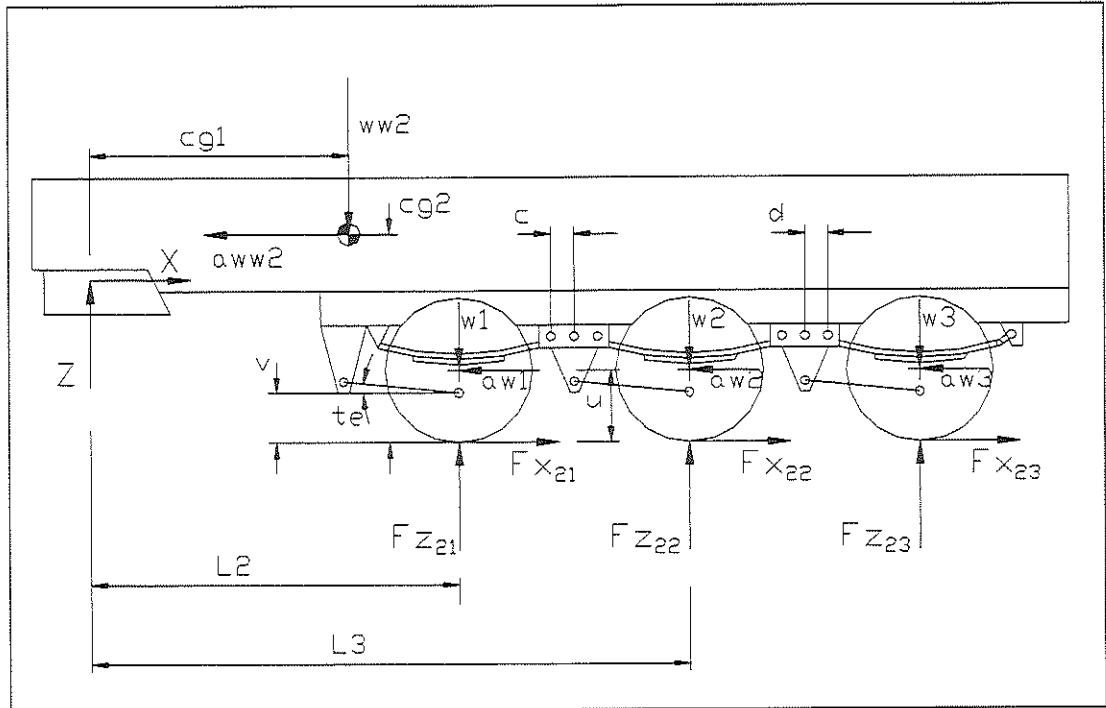


FIGURA 4.4 – Semi-reboque

As expressões utilizadas para o cálculo das forças normais F_z , desenvolvidas nos eixos do cavalo-semi-reboque, a partir da aplicação dos freios de serviço são demonstradas a seguir:

$$F_{Z_{21}} = 2Z_2 d/e + w_1 - 2F_{X_{21}} u/b - (F_{X_{21}} - a w_1) \tan(te) + 2X_1 \cos(te)(u - v)/b \quad (4.1)$$

$$F_{Z_{22}} = 2Z_2 c/e + w_2 + 2F_{X_{22}} u/b - (F_{X_{22}} - a w_2) \tan(te) - 2X_2 \cos(te)(u - v)/b \quad (4.2)$$

$$F_{Z_{23}} = 2Z_3 c/e + w_3 + 2F_{X_{23}} u/b - (F_{X_{23}} - a w_3) \tan(te) - 2X_3 \cos(te)(u - v)/b \quad (4.3)$$

$$X = a w w_2 - (X_1 + X_2 + X_3) \cos(te) \quad (4.4)$$

$$Z = (X_1 + X_2 + X_3) \sin(te) + w w_2 - (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4) \quad (4.5)$$

$$F_{Z_{12}} = [Z q x_1 + w w_1 c x_1 - X(q z_1 - c z_1) - (F_{X_{11}} + F_{X_{12}}) c z_1] / L_t \quad (4.6)$$

$$F_{Z_{11}} = Z + w w_1 - F_{Z_{12}} \quad (4.7)$$

Onde:

$$a = (F_{X_{11}} + F_{X_{12}} + F_{X_{21}} + F_{X_{22}} + F_{X_{23}}) / (w w_1 + w w_2 + w_1 + w_2 + w_3), \quad g$$

$$A_1 = -2F_{X_{21}} u/b + 2X_1 \cos(te)(u - v)/b, \quad N$$

$A2 = 2F_{x22}ue/(bd) - 2X2\cos(te)(u - v)e/(bd) ,$	N
$A3 = A2c/e + 2F_{x23}u/b - 2X3\cos(te)(u - v)/b ,$	N
$A4 = A1La + A2Lc + A3Ld + aww2(cz2 - qz1) - ww2cx2 + (X1 + X2 + X3)\cos(te)(qz1 - v1) - X1\sin(te)La - X2\sin(te)Lb - X3\sin(te)Lc ,$	Nm
$A5 = dLa/e + Lb + cLc/d + c^2Ld/(de) ,$	m
$b = (L3 - L2) - c - d ,$	m
$c =$ braço dianteiro da balança do semi-reboque,	m
$cg1 =$ distância longitudinal do C.G. da carreta à quinta roda,	m
$cg2 =$ altura do C.G. da carreta em relação ao pavimento,	m
$cx1 =$ distância longitudinal do C.G. do cavalo ao eixo dianteiro,	m
$cx2 = [cg1(w1 + w2 + w3 + ww2) - w1L2 - w2L3 - w3(L3 + c + b + d)]/ww2 ,$	m
$cz1 =$ altura do C.G. do cavalo em relação ao pavimento,	m
$cz2 = [cg2(w1 + w2 + w3 + ww2) - (w1 + w2 + w3)u]/ww2 ,$	m
$d =$ braço traseiro da balança do semi-reboque,	m
$e = c + d ,$	m
$F_{x11} =$ força de freagem no eixo dianteiro do cavalo,	N
$F_{x12} =$ força de freagem no eixo traseiro do cavalo,	N
$F_{x21} =$ força de freagem no primeiro eixo do semi-reboque,	N
$F_{x22} =$ força de freagem no segundo eixo do semi-reboque,	N
$F_{x23} =$ força de freagem no terceiro eixo do semi-reboque,	N
$F_{z11} =$ força normal no eixo dianteiro do cavalo,	N
$F_{z12} =$ força normal no eixo traseiro do cavalo,	N
$F_{z21} =$ força normal no primeiro eixo do semi-reboque,	N
$F_{z22} =$ força normal no segundo eixo do semi-reboque,	N
$F_{z23} =$ força normal no terceiro eixo do semi-reboque,	N
$La = L2 - b/2 ,$	m
$Lb = L2 + b/2 + c ,$	m
$Lc = L3 + b/2 + c ,$	m
$Ld = Lc + d + b ,$	m
$Le = Lb + d ,$	m
$Lt =$ distância entre eixos do cavalo,	m
$L2 =$ distância longitudinal entre quinta roda e primeiro eixo da carreta,	m
$L3 =$ distância longitudinal entre quinta roda e segundo eixo da carreta ,	m
$qx1 =$ distância longitudinal entre a quinta roda e o eixo dianteiro do cavalo,	m

$qz1$ = altura em relação ao pavimento da quinta roda,	m
te = ângulo do tirante da balança do semi-reboque,	graus
u = altura do C.G. do eixo do semi-reboque,	m
v = altura do tirante fixo no eixo,	m
$v1 = v + (d + b/2)\tan(te)$,	m
$w1$ = peso do primeiro eixo do semi-reboque,	N
$w2$ = peso do segundo eixo do semi-reboque,	N
$w3$ = peso do terceiro eixo do semi-reboque,	N
$ww1$ = peso total do cavalo,	N
$ww2$ = peso suspenso total do semi-reboque,	N
$X1 = (F_{x21} - aw1)/\cos(te)$,	N
$X2 = (F_{x22} - aw2)/\cos(te)$,	N
$X3 = (F_{x23} - aw3)/\cos(te)$,	N
$Z1 = Z2d/e$	N
$Z2 = -A4/A5$,	N
$Z3 = Z2c/d + A2$,	N
$Z4 = Z2c^2/(de) + A3$,	N

Com a utilização do semi-reboque vazio, em alguns casos, podem ocorrer a perda de contato do primeiro eixo do semi-reboque com o pavimento, conseqüentemente, o valor da força normal F_{z21} torna-se nula. Desta forma, o peso não suspenso do primeiro eixo do semi-reboque deve ser somado ao peso da carreta e as expressões para o cálculo das forças normais assumem as seguintes formas:

$$F_{z21} = 0 ,$$

$$F_{z22} = 2Y2d/e + w1 - 2F_{x22}u/b - (F_{x22} - aw2)\tan(te) + 2X2\cos(te)(u - v)/b , \quad (4.8)$$

$$F_{z23} = 2Y2c/e + w3 - (F_{x23} - aw3)\tan(te) + 2F_{x23}u/b - 2X3\cos(te)(u - v)/b , \quad (4.9)$$

$$X = aww3 - (X2 + X3)\cos(te) , \quad (4.10)$$

$$Z = (X2 + X3)\sen(te) + ww3 - (Y1 + Y2 + Y3) , \quad (4.11)$$

Onde:

$$A1 = -2 F_{x22}u/b + 2X2\cos(te)(u - v)/b , \quad N$$

$$A2 = 2 F_{x23}u/b - 2X3\cos(te)(u - v)/b , \quad N$$

$$A3 = dLe/e + Lc + cLd/e , \quad m$$

$$\begin{aligned}
A4 &= A1Le + A2Ld + aww3(cz3 - qz1) - ww3cx3 + (X2 + X3)\cos(te)(qz1 - v1) - \\
&\quad X2\sin(te)Le - X3\sin(te)Lc, & \text{Nm} \\
cx3 &= (cx2ww2 + w1L2)/ww3, & \text{m} \\
cz3 &= (cz2ww2 + w1L2)/ww3, & \text{m} \\
X1 &= -aw1\cos(te), & \text{N} \\
Y1 &= Y2d/e + A1, & \text{N} \\
Y2 &= -A4/A3, & \text{N} \\
Y3 &= Y2c/e + A2, & \text{N}
\end{aligned}$$

As expressões para a determinação de Fz_{11} e Fz_{12} , assim como as outras variáveis não descritas permanecem inalteradas. Para obtenção do coeficiente de adesão utilizado por eixo μ_B , que representa a parcela utilizada do coeficiente de atrito estático μ_0 , disponível no contato entre pneumáticos e pavimento para produzir a força de freagem, é utilizada a seguinte expressão, eq. (4.12):

$$\mu_B = Fx/Fz \quad (4.12)$$

Onde:

$$\mu_B = \text{coeficiente de adesão utilizado por eixo}$$

Caso ocorra travamento no eixo ($\mu_B >$ atrito estático μ_0), o coeficiente μ_B assume o valor do coeficiente de atrito dinâmico (μ_s) entre pneumático e pavimento. Quando houver perda de contato do primeiro eixo do semi-reboque μ_B torna-se nulo.

O valor da eficiência ef , em percentagem, da freagem do veículo combinado é obtido a partir da seguinte expressão, eq. (4.13):

$$ef = 100\mu_0/a, \quad \% \quad (4.13)$$

Onde:

$$\mu_0 = \text{coeficiente de atrito estático}$$

$$a = \text{desaceleração, g}$$

Os demais resultados que podem ser obtidos seguem os modelos matemáticos descritos por LIMPert (1992).

4.3 Influência do posicionamento do centro de gravidade no desempenho da freagem

O posicionamento do centro de gravidade (C.G.) e as características dos auto veículos rodoviários, são fundamentais para obtenção do desempenho e estabilidade, devido suas influências na distribuição do carregamento estático e dinâmico nas rodas.

A posição do C.G. pode ser determinada pelos métodos descritos por CANALE (1989), sendo função da geometria, distribuição do peso do veículo e de seu carregamento. Na análise dinâmica dos veículos quanto a freagem, aceleração e estabilidade, em curva ou em trecho retilíneo, as forças desenvolvidas no veículo durante e a variação de movimento (forças de inércia) são aplicadas no seu centro de gravidade.

O posicionamento do C.G. ‘determina’ se o veículo é estável, quando próximo do eixo dianteiro, ou instável apresentando velocidade crítica com perda de estabilidade quando próximo do eixo traseiro. Esta característica pode ser corrigido ou estabelecido através de adequadas características dos pneumáticos utilizados, como largura, diâmetro, perfil e outras. A posição do C.G. é fundamental para a determinação do desempenho e para o desenvolvimento dos sistemas de direção, transmissão, suspensão e freios dos veículos.

Durante o desenvolvimento de um novo veículo, deve-se determinar a posição do C.G. através de um protótipo, a partir de um veículo similar ou através de estimativas a partir do posicionamento e peso de seus componentes.

Neste trabalho, considera-se as várias posições que o C.G. pode ocupar, tanto no cavalo-mecânico como no semi-reboque, conforme as limitações geométricas dos veículos, legislação ou recomendações dos fabricantes. Esta consideração é definida por CANALE & RUFFINO (1993) como técnica do “passeio do centro de gravidade”.

CANALE & RUFFINO (1992) avaliam o desempenho na freagem de um veículo de passeio utilizando a técnica do “passeio do centro de gravidade”. FONSECA; FERNANDES; ADAS et al. (1991) fizeram estudos do desempenho na freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque, utilizando a técnica do “passeio do centro de gravidade” no semi-reboque.

ADAS; FONSECA; FERNANDES et al. (1995) utilizam a técnica do “passeio do centro de gravidade” para avaliar o desempenho e estabilidade na freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque, conforme o balanceamento dos sistemas de freios através de alterações na área dos cilindros, observando a seqüência de escorregamento total dos eixos para vários coeficientes de atrito disponíveis entre pneumático e pavimento.

FERNANDES (1994) determinou as várias posições que o centro de gravidade pode ocupar no semi-reboque FNV- Carga Seca e no cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS 1941. A Figura 4.5 e 4.6 identificam as possíveis posições do C.G. do semi-reboque no plano longitudinal, representadas pela área sombreada dos gráficos, limitada pelas características geométricas e restrições dos fabricantes ou da legislação.

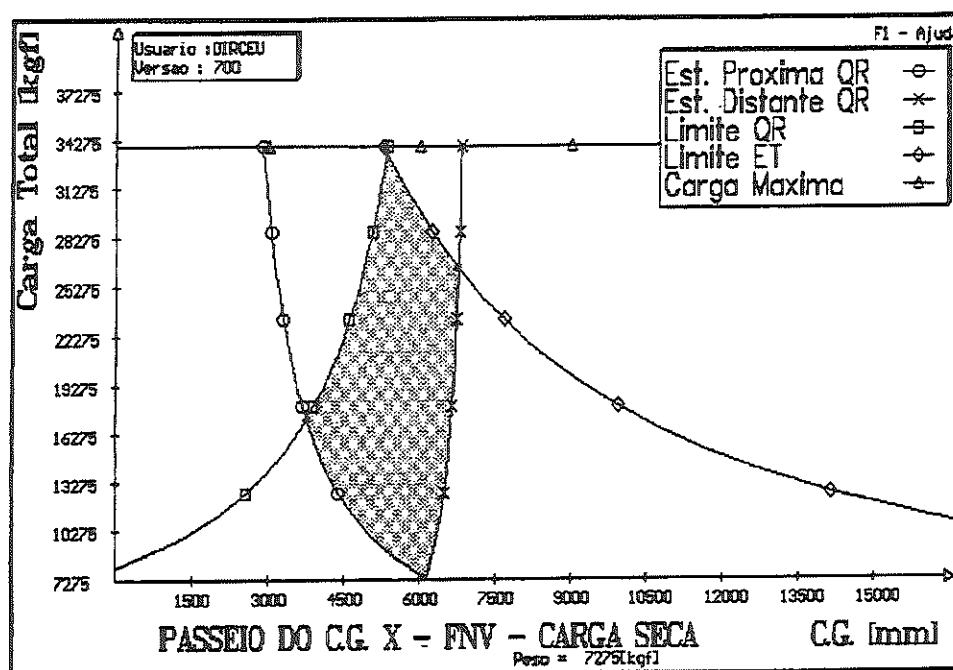


FIGURA 4.5 – Variação do C.G. no eixo longitudinal; FERNANDES (1994)

A variação do centro de gravidade do cavalo-mecânico é função dos acessórios utilizados e da bagagem do motorista, tendo pouca representatividade na distribuição do carregamento dos eixos do veículo combinado, quando comparado ao semi-reboque, que pode ser utilizado vazio ou com carregamento até acima de 25 toneladas. O “passeio do centro de gravidade” do semi-reboque é determinante no desempenho e estabilidade na freagem do veículo combinado.

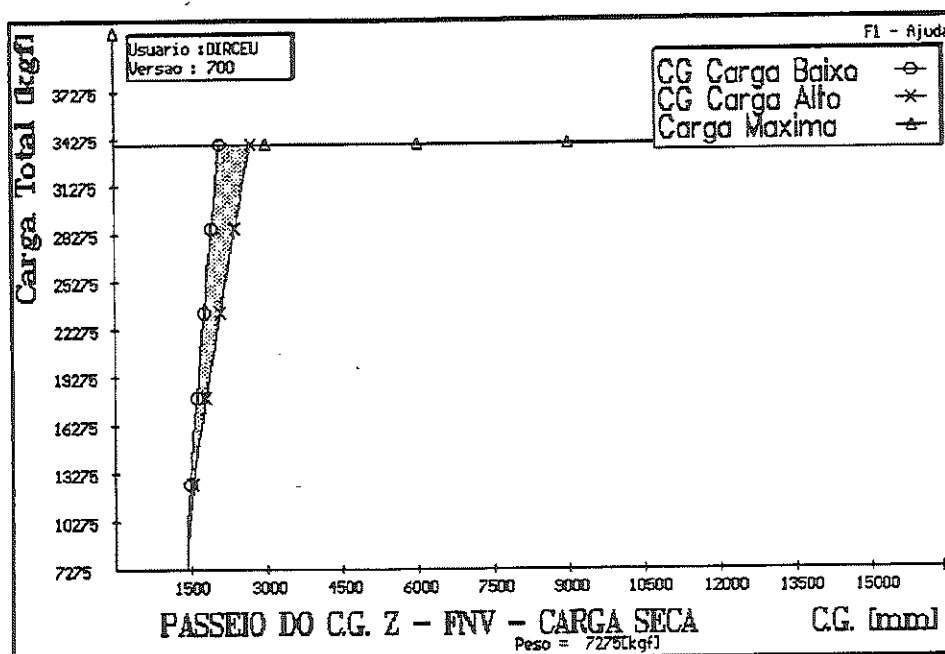


FIGURA 4.6 – Variação do C.G. no eixo vertical; FERNANDES (1994)

Não é considerado o “passeio do centro de gravidade” no plano transversal neste trabalho, adotando distribuição simétrica da massa e carregamento do veículo combinado neste plano. Identifica-se no gráfico da Figura 4.6 a posição do C.G. no eixo vertical onde são indicados os limites de carga alta e carga baixa.

4.4 Estabilidade do veículo durante a freagem

A estabilidade do veículo durante o processo de freagem é associada ao escorregamento total de algum eixo ou, em trecho curvilíneo, à ocorrência de tombamento do veículo.



FANCHER & MATHEW (1989) demonstram que o tombamento do cavalo-semi-reboque está associado com as características da suspensão, posição da quinta roda e a altura do centro de gravidade do veículo.

Quando ocorre o travamento da roda, as forças laterais geradas no contato do pneumático com o solo desaparecem. A ocorrência de travamento no eixo dianteiro gera perda de dirigibilidade, ou seja, o motorista não é capaz de alterar o movimento do veículo através do sistema de direção, e o veículo tende a seguir trajetória retilínea, tangente àquela anterior ao travamento.

Com a ocorrência de travamento no eixo traseiro do veículo, qualquer perturbação gerada durante a desaceleração, pode produzir momento com relação ao eixo dianteiro, gerando o giro praticamente incontrolável do veículo em torno deste eixo sobre o pavimento, ou seja, ocorre a perda de estabilidade, pois o eixo traseiro travado não suporta mais esforços laterais.

A perda de dirigibilidade devido ao travamento do eixo dianteiro, pode ser contornada por um motorista experiente através do alívio dos freios, permitindo o desbloqueio das rodas e a retomada do controle do veículo. A legislação européia exige, em freagem de emergência, que o travamento do eixo dianteiro seja anterior ao traseiro.

Nos veículos combinados tipo cavalo-mecânico e semi-reboque, o travamento do eixo dianteiro produz o mesmo efeito já descrito. A perda de estabilidade do veículo combinado, devido ao travamento do eixo traseiro do cavalo-mecânico ou dos eixos do semi-reboque é definido como *jackknife*.

DORION et al. (1989) definem dois tipos de *jackknife* para o veículo combinado: o *jackknife* do cavalo-mecânico, ocorrido com o travamento do(s) eixo(s) traseiro(s) do cavalo, gerando o giro rápido e instável deste veículo enquanto o semi-reboque permanece estável. O *jackknife* do semi-reboque, ocorre com o travamento de todos os seus eixos, gerando movimento instável deste veículo enquanto o cavalo permanece estável.

O *jackknife* do semi-reboque é mais lento devido sua maior dimensão e massa, portanto menos perigoso. A seqüência 'mais segura' de travamento dos eixos é aquela que

procura retardar o *jackknife*, ou seja, travamento do eixo dianteiro do cavalo, *jackknife* do semi-reboque e por último o *jackknife* do cavalo-mecânico por ser mais perigoso.

ELGESKOG & BRODD (1976) fazem a simulação computacional para diferentes sistemas anti-travamento em pista com gelo e asfalto, demonstrando a influência do escorregamento das rodas na estabilidade e dirigibilidade em freagem de emergência.

HALES (1976) avalia o desempenho na freagem dos veículos comerciais combinados, considerando os efeitos do travamento das rodas na estabilidade lateral e a ocorrência do *jackknife*.

KRAMMER et al. (1987) demonstram as vantagens da instalação de sistema ABS nos veículos combinados somente no eixo traseiro do cavalo-mecânico, evitando seu *jackknife* de forma simplificada e com redução dos custos.

WILLIAMS et al. (1976) demonstram os efeitos na freagem considerando a interface entre pavimento e pneumático, em pista seca ou molhada e em trecho retilíneo ou curvilíneo. WILLIAMS (1976) avalia o desempenho na freagem em pavimento molhado, considerando as características do pneumático.

4.5 Sistema computacional

Atualmente os sistemas computacionais tornaram-se imprescindíveis para auxiliar o engenheiro projetista no dimensionamento e simulação da atuação dos sistemas de freios, reduzindo os cálculos e ensaios de campo. CANALE; FONSECA; ADAS et al. (1995) descrevem a utilização de um sistema computacional para cálculo do desempenho na freagem de veículos pesados, utilizado pela Mercedes-Benz do Brasil, para o dimensionamento dos sistemas de freios de seus veículos comerciais pesados.

FANCHER & MACADAM (1976) descrevem um programa computacional, com aplicação de sistema ABS e modulação de pressão, para simulação da freagem do cavalo-semi-reboque, comparando os resultados calculados com os obtidos experimentalmente, validando o sistema.

McLEAN et al. (1976) utilizam um sistema computacional para simulação do controle pelo motorista da desaceleração durante a freagem, comparando com resultados obtidos experimentalmente.

A partir do modelo matemático e do sistema computacional decorrente, desenvolvido por CANALE; FERNANDES & PERSEGUIN (1995), é introduzido neste modelo a utilização das válvulas sensíveis ao carregamento para modulação da força de freagem. Este novo sistema, desenvolvido para ser executado no sistema operacional Windows® 95, permite maior rapidez e facilidade para obtenção dos resultados e posterior manipulação das tabelas obtidas através das planilhas eletrônicas.

O diagrama de funcionamento do programa desenvolvido para realização deste trabalho é ilustrado na Figura 4.7.

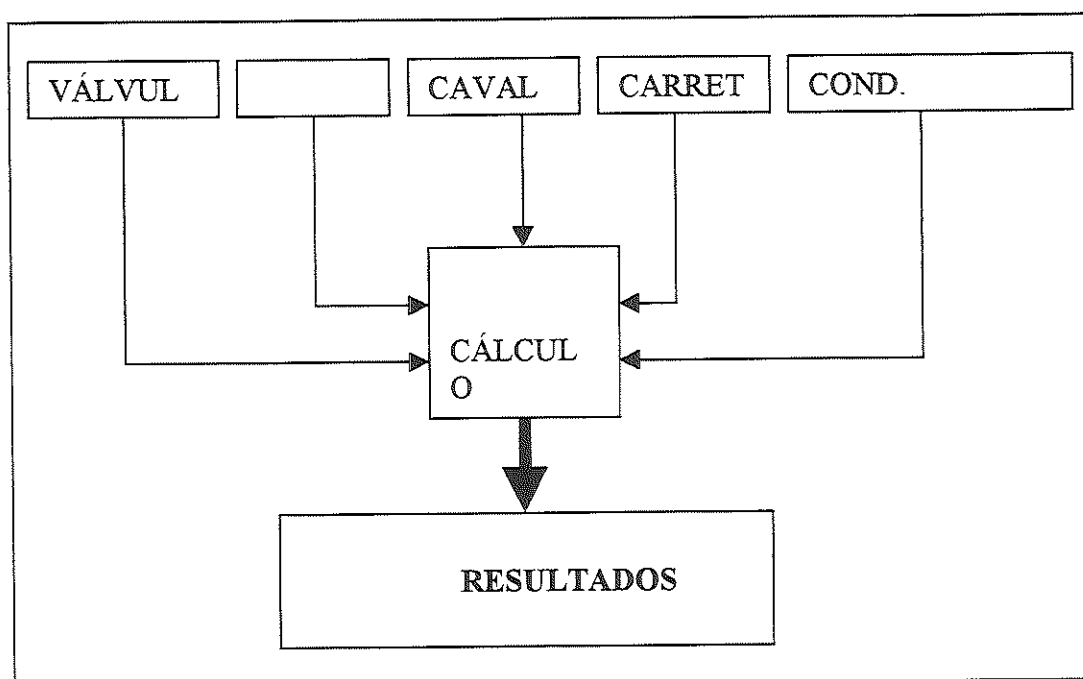


FIGURA 4.7 – Diagrama de funcionamento do programa computacional

O item válvulas (Figura 4.7) representa a janela de entrada de dados das válvulas ALB. Devem ser introduzidas as características que definem sua atuação, representadas pelos Diagramas A e B da Figura 3.2, definindo os seguintes valores:

- Ângulo inicial em falha. Representa o ângulo alfa negativo em graus, onde é dado o início ao aumento da relação entre a pressão na linha P_4 e a pressão liberada aos cilindros de freio P_2 .
- Ângulo final em falha. Representa o ângulo alfa negativo em graus, onde é dado o final ao aumento da relação entre a pressão na linha P_4 e a pressão liberada aos cilindros de freio P_2 , ou seja, P_2/P_4 torna-se constante.
- Percentagem da pressão final em falha. Representa o valor em percentagem, na atuação em falha da relação P_2/P_4 , quando o ângulo alfa atinge o valor final em falha.
- Faixa angular de utilização normal. É a faixa de utilização do ângulo alfa positivo em graus, dado pelo início da variação da relação de P_2/P_4 até que este valor se iguale à 100%.
- Pressão de corte. É o valor da pressão inicial P_4 , que representa o início da atuação da válvula ALB.
- Percentagem mínima da pressão total. É a relação mínima entre P_2/P_4 em percentagem, representada pelo ângulo alfa igual à zero.

Após a introdução destes dados, já estão definidas no sistema as características de atuação da válvula ALB. A partir deste ponto, deve-se fazer a calibração das válvulas que serão instaladas nos respectivos eixos. São introduzidos os valores normal 'máxima' ($\alpha=30^\circ$) e normal 'mínima' ($\alpha=0^\circ$; Figura 4.2), em Newtons, para definição da variação de alfa em função da deflexão da suspensão, possibilitando ao sistema determinar a pressão P_2 liberada aos cilindros controlados conforme a variação do carregamento no eixo onde foi instalada.

Neste sistema, pode-se introduzir a válvula ALB em quaisquer eixos, para controle da pressão no eixo de instalação, sensível ao seu carregamento, para controle da força de freagem deste eixo ou também para controle de outros eixos. Por exemplo, pode-se instalar uma válvula no eixo traseiro do cavalo-mecânico, sensível ao seu carregamento, para controle da força de freagem deste eixo e do eixo dianteiro do cavalo. No panfleto técnico da KNORR-BREMSE, é apresentado um circuito com uma válvula sensível ao carregamento do eixo traseiro, para controlar os freios do eixo traseiro e do eixo dianteiro do cavalo-mecânico.

O programa computacional permite ainda a instalação de uma válvula auxiliar, sensível ao carregamento do eixo traseiro do cavalo-mecânico, para controle da força de

freagem em qualquer eixo. Neste trabalho, é proposto um circuito para o cavalo-mecânico (Figura 3.1) com uma válvula no eixo traseiro do cavalo, para o controle exclusivo dos freios deste eixo e uma válvula auxiliar neste mesmo eixo, porém para o controle exclusivo dos freios do semi-reboque, sensível ao seu carregamento através da deflexão da suspensão traseira do cavalo-mecânico. Esta configuração é discutida no capítulo 6.

O item freios representa a janela de entrada de dados do sistema de freios para os cinco eixos do veículo combinado. Devem ser introduzidos o fator de freio, a área do cilindro de freio em polegadas ao quadrado, o rendimento do sistema de freio em porcentagem, o diâmetro interno do tambor em milímetros, o comprimento da alavanca ajustadora de folga automática em milímetros e o diâmetro efetivo do came-S também em milímetros. Neste ponto, o sistema já adquiriu os dados referentes ao torque de freagem em função da pressão no cilindro de freio e quais eixos são controlados pelas válvulas ALB.

O item cavalo (Figura 4.7) representa a janela de entrada de dados do cavalo-mecânico ilustrados na Figura 4.3. São introduzidos o peso total ($ww1$) em Kgf, a distância longitudinal do C.G. ao eixo dianteiro ($cx1$), a altura do C.G. em relação ao pavimento ($cz1$), a distância entre eixo dianteiro e eixo traseiro (Lt), distância longitudinal da quinta roda ao eixo dianteiro ($qx1$) e a altura da quinta roda ($qz1$), todos em milímetros.

O item carreta (Figura 4.7) representa a entrada de dados do semi-reboque ilustrados na Figura 4.4. São introduzidos o peso total ($ww2$) suspenso (carreta e carregamento) em Kgf, a distância longitudinal do C.G. à quinta roda ($cg1$) e a altura do C.G. em relação ao pavimento ($cg2$) ambas em milímetros, peso dos três eixos ($w1$, $w2$ e $w3$) em Kgf, altura em relação ao pavimento do C.G. do eixo completo (u) em milímetros, comprimento do braço dianteiro (c) e traseiro (d) da balança da suspensão em milímetros, distância longitudinal da quinta roda ao primeiro eixo ($L2$) e ao segundo eixo ($L3$) em milímetros, altura do vínculo do tirante (v) em milímetros e o ângulo do tirante (te) com o eixo horizontal em graus. Até aqui o sistema adquiriu os dados do sistema de freios de serviço e do veículo combinado.

O item cond. freagem (Figura 4.7) representa a entrada de dados referentes às condições em que é realizada a simulação da freagem. São introduzidos os coeficientes de atrito estático e dinâmico disponíveis entre pneumático e pavimento, a pressão inicial e final na linha de freios de serviço em bar, o raio dinâmico dos pneumáticos em milímetros, a

velocidade inicial do veículo em quilômetros por hora, o tempo de resposta do sistema de freios e o tempo para atingir a pressão máxima, ambos em segundos. Pode-se ainda optar pela obtenção da distribuição ideal das forças de freagem. Com os dados obtidos até aqui, aplicados no modelo matemático apresentado, pode-se obter o desempenho global da freagem do cavalo-mecânico e semi-reboque.

Os dados obtidos são introduzidos em cálculo (Figura 4.7). Neste item, através do modelo matemático apresentado, são realizados os cálculos de desempenho do veículo na freagem com a utilização dos freios de serviço. A variável de controle do sistema é a pressão na linha de freio de serviço, calculada a partir da pressão inicial, acrescentada ao incremento até atingir a pressão final. São obtidos quinhentos (500) valores de pressão e respectivas forças de freagem, forças normais, desaceleração máxima e média, eficiência, distância percorrida durante a desaceleração, pressão em cada cilindro de freio, forças e momentos na suspensão, coeficientes de adesão utilizado por eixo, forças na quinta roda e a variação do ângulo alfa, caso seja instalada a válvula ALB.

Os resultados obtidos são enviados ao diretório da planilha eletrônica, onde são adquiridos os gráficos de desempenho da freagem do veículo combinado. O próximo capítulo apresenta os resultados obtidos para o veículo exemplo.

5. RESULTADOS

5.1 Metodologia

Após o desenvolvimento do programa computacional, adotou-se o veículo combinado exemplo para obtenção dos resultados. O cavalo-mecânico estudado é o Mercedes-Benz LS 1941, da Mercedes-Benz do Brasil, o semi-reboque é o FNV- Carga Seca, da FNV.

Inicialmente analisou-se o desempenho durante a freagem do cavalo-mecânico sem o semi-reboque, nas condições atuais e ideais de sua utilização. A partir destes resultados, instituiu-se o uso da válvula ALB para modulação da força de freagem no eixo traseiro do cavalo-mecânico, para evitar seu travamento prematuro em relação ao eixo dianteiro, conforme as exigências da legislação européia.

Concluída a análise de desempenho do sistema de freios de serviço do cavalo-mecânico, este foi acoplado ao semi-reboque para avaliação do desempenho na freagem do veículo combinado. Foram analisados os resultados nas condições atuais, com a utilização da válvula ALB no cavalo-mecânico e com aplicação de mais uma válvula para o controle dos freios de serviço do semi-reboque, necessárias para satisfazer as exigências estabelecidas pela ECE-R13, quanto à seqüência de travamentos dos eixos e compatibilidade entre cavalo-mecânico e semi-reboque. As simulações da freagem do veículo combinado foram realizadas nas condições vazio e plena carga. Outras condições de carregamentos também foram consideradas para avaliação do desempenho na freagem do cavalo-semi-reboque.

O cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941 é constituído pelas seguintes características:

- peso total ($ww1$) = 7520 Kgf;
- distância entre eixos (Lt) = 4600 mm;
- altura do centro de gravidade ($cz1$) = 950 mm;
- distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro ($cx1$) = 1930 mm;
- altura da quinta roda ($qz1$) = 1210 mm;
- distância entre quinta roda e eixo dianteiro ($qx1$) = 3940 mm.

Os freios instalados no eixo dianteiro e traseiro do cavalo-mecânico, possuem as seguintes características:

- fator de freio (BF) = 1,15;
- área do cilindro de freio (A_c) = 24 pol²;
- rendimento do sistema de freio (η_m) = 96%;
- diâmetro interno do tambor (2r) = 410 mm;
- comprimento da alavanca ajustadora de folga (l_s) = 145 mm;
- diâmetro efetivo do came-S ($2l_c$) = 26 mm.

As características do semi-reboque FNV Carga Seca vazio são as seguintes:

- peso total (ww2) vazio = 7275 Kgf;
- distância do centro de gravidade à quinta roda (qx1) = 6133 mm;
- altura do centro de gravidade (qz1) = 1400 mm;
- peso não suspenso total em cada eixo (w_1 , w_2 e w_3) = 950 Kgf (para os três eixos);
- altura do centro de gravidade do eixo completo (u) = 550 mm;
- comprimento do braço dianteiro da balança da suspensão (c) = 200 mm;
- comprimento do braço traseiro da balança da suspensão (d) = 200 mm;
- distância entre quinta roda e o primeiro eixo (L2) = 5755 mm;
- distância entre quinta roda e o segundo eixo (L3) = 7000 mm;
- altura do vínculo do tirante fixo no eixo (v) = 400 mm;
- ângulo do tirante com a horizontal (te) = 0.

Os freios instalados nos três eixos do FNV Carga Seca são constituídos pelas seguintes características:

- fator de freio (BF) = 1,0;
- área do cilindro de freio (A_c) = 30 pol²;
- rendimento do sistema de freio (η_m) = 90%;
- diâmetro interno do tambor (2r) = 385 mm;
- comprimento da alavanca ajustadora de folga (l_s) = 152,5 mm;
- diâmetro efetivo do came-S ($2l_c$) = 25 mm.

As simulações realizadas somente para avaliação do desempenho, são feitas nas condições de maior aplicação do veículo nas estradas brasileiras, ou seja:

- coeficiente de atrito estático (μ_{est}) = 0,7;

- coeficiente de atrito dinâmico (μ_{din}) = 0,6;
- pressão inicial (p_0) = 0 bar;
- pressão final (p_1) = 7 bar;
- velocidade inicial (vel) = 60 Km/h;
- tempo de resposta do sistema de freios (t_a) = 0,2 s;
- tempo para atingir a pressão máxima (t_b) = 0,5 s;

O raio dinâmico dos pneumáticos (R) nos dois veículos é de 550 mm, admitido como constante em todos os eixos durante a desaceleração. Os dados descritos são as variáveis de entrada para simulação da freagem executada pelo programa computacional. Estes valores correspondem às variáveis utilizadas também por FERNANDES (1994) e por FERNANDES; CANALE & PERSEGUIM (1995), onde foram utilizados os mesmos veículos-exemplo.

Nas simulações da freagem do veículo combinado vazio e totalmente carregado, feitas para as comparações do seu desempenho com o exigido pela legislação europeia, os coeficientes de atrito dinâmico e estático são de 0,75 e 0,85 respectivamente, para a pressão máxima na linha de freios de serviço de 7,5 bar, que correspondem às condições de ensaio para verificação da norma europeia.

5.2 Desempenho do cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS 1941 nas condições atuais

Freqüentemente, o cavalo-mecânico deve trafegar sem o semi-reboque, e também desta forma, deve-se garantir a segurança durante a aplicação dos freios. Para avaliação da utilização dos freios de serviço foram plotados os gráficos de coeficientes de adesão utilizados por eixo pela variação da pressão na linha de suprimento, indicando não só a seqüência de travamentos dos eixos, como esclarecimentos quanto ao balanceamento dos sistemas de freios de serviço. Estes é o gráfico de partida para todas as análises realizadas neste trabalho, indicando a necessidade de utilização das válvulas moduladoras e modificações no balanceamento dos sistemas de freios, assim como para avaliação dos resultados obtidos com estas alterações.

Os coeficientes de adesão utilizados por eixo, obtidos para o cavalo-mecânico sem o semi-reboque, são demonstrados no gráfico da Figura 5.1. O gráfico da Figura 5.2

indica a desaceleração desenvolvida pelo veículo nas condições atuais. As legendas 'EDC' e 'ETC' correspondem respectivamente às curvas do eixo dianteiro e traseiro do cavalo-mecânico, 'P' a pressão em bar, 'b' a desaceleração em m/s^2 , 'ef' a eficiência em % e 'S' o espaço percorrido em metros.

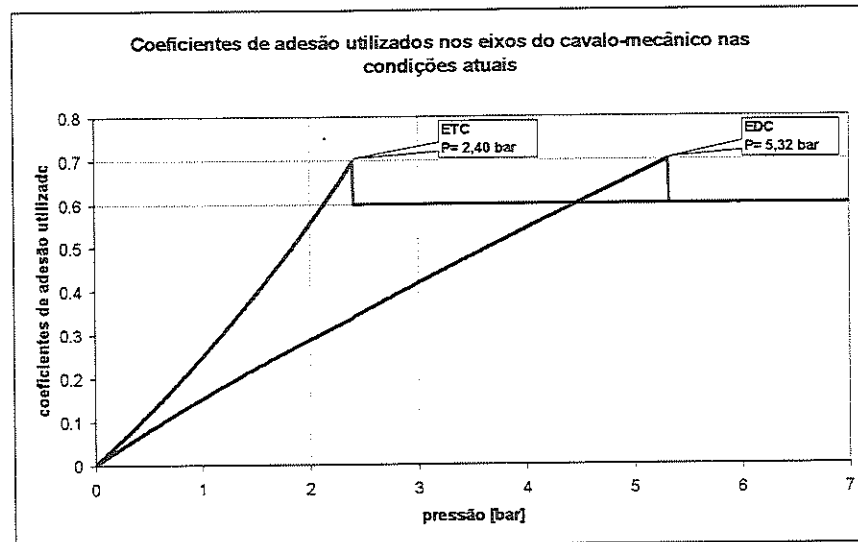


FIGURA 5.1 – Coeficientes de adesão utilizado por eixo, LS-1941 atual

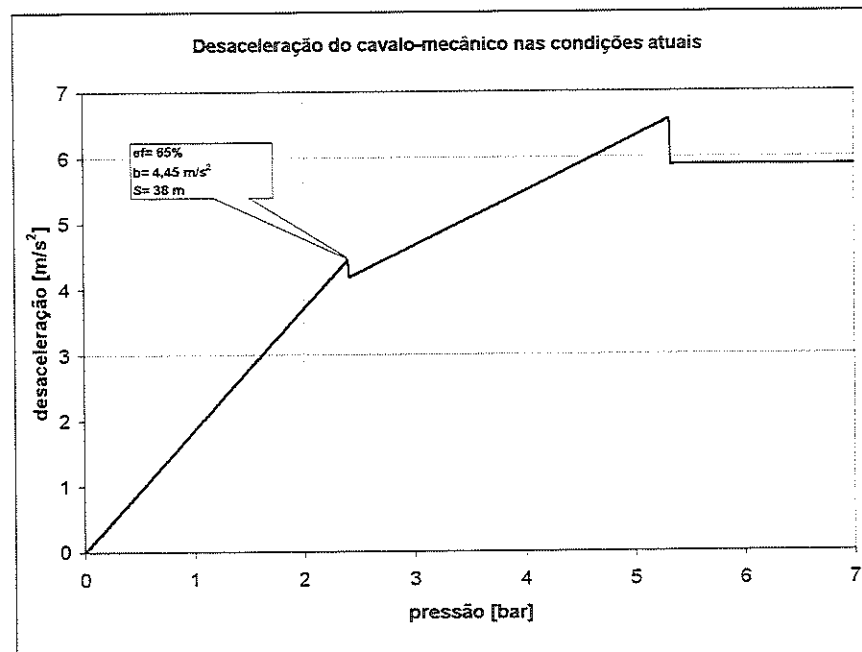


FIGURA 5.2 – Desaceleração, LS-1941 atual

A Figura 5.1 demonstra o balanceamento inadequado dos freios de serviço do cavalo-mecânico, pois é observado que a curva de coeficientes de adesão do eixo traseiro permanece sempre acima da curva de adesão do eixo dianteiro, o que caracteriza o

travamento prematuro do eixo traseiro em relação ao dianteiro, gerando perda de estabilidade para quaisquer coeficientes de adesão disponíveis entre pneumáticos e pavimento, o que demonstra a necessidade de implantação de sistemas de controle ou anti-travamento no eixo traseiro do cavalo-mecânico.

A eficiência máxima, obtida pela tabela de desempenho anterior ao travamento do eixo traseiro, com a utilização do coeficiente de atrito estático em 0,70, representado pelo primeiro ponto de inflexão do gráfico da Figura 5.2, foi de 65%, atingindo a desaceleração de $4,45 \text{ m/s}^2$ antes da perda de estabilidade. A pressão máxima na linha de suprimento dos freios de serviço é de 7,00 bar, no entanto, o máximo desempenho foi obtido para uma baixa pressão (2,40 bar), o que demonstra a grande sensibilidade dos freios de serviço, indicada pela alta inclinação da curva da Figura 5.2.

Os gráficos das Figuras 5.3, 5.4 e 5.5, demonstram os coeficientes de adesão utilizados por eixo, desaceleração e a distribuição das forças normais, conforme a variação da pressão na linha de suprimento dos freios de serviço em uma freagem ideal teórica. O gráfico de coeficientes de adesão apresenta também os valores para a condição atual.

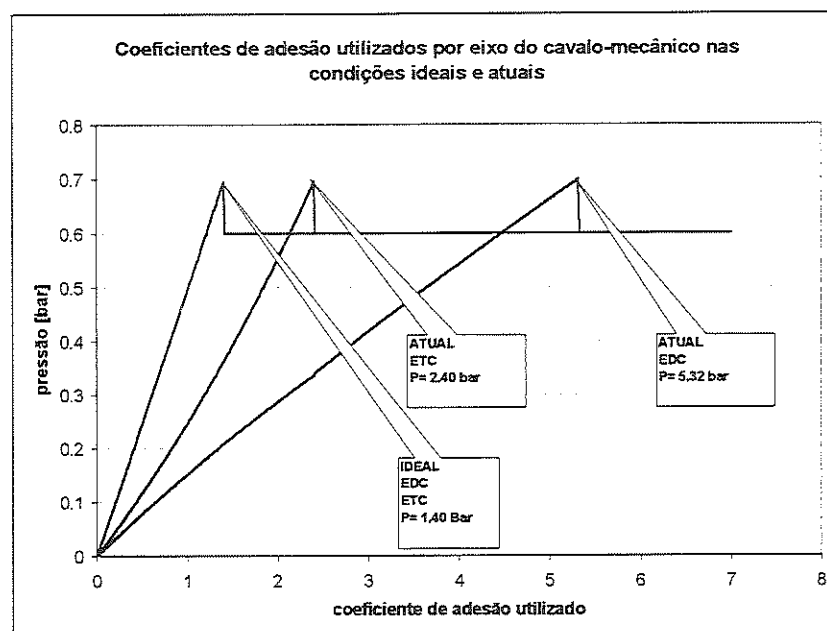


FIGURA 5.3 – Coeficientes de adesão utilizado por eixo, LS-1941 atual e ideal

O gráfico da Figura 5.3 representa a variação dos coeficientes de adesão utilizados por eixo em uma freagem ideal do cavalo-mecânico, conforme a variação de pressão na linha de freios de serviço. O desempenho ideal é obtido quando todos os

coeficientes de adesão utilizados pelos eixos do veículo são iguais e numericamente igual à desaceleração em unidades de aceleração da gravidade.

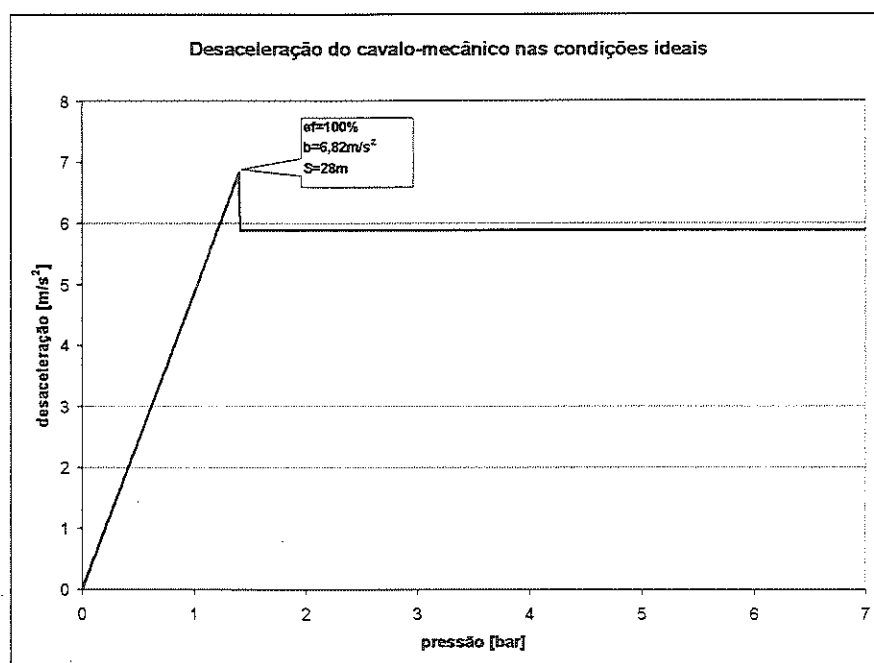


FIGURA 5.4 – Desaceleração, LS-1941 ideal

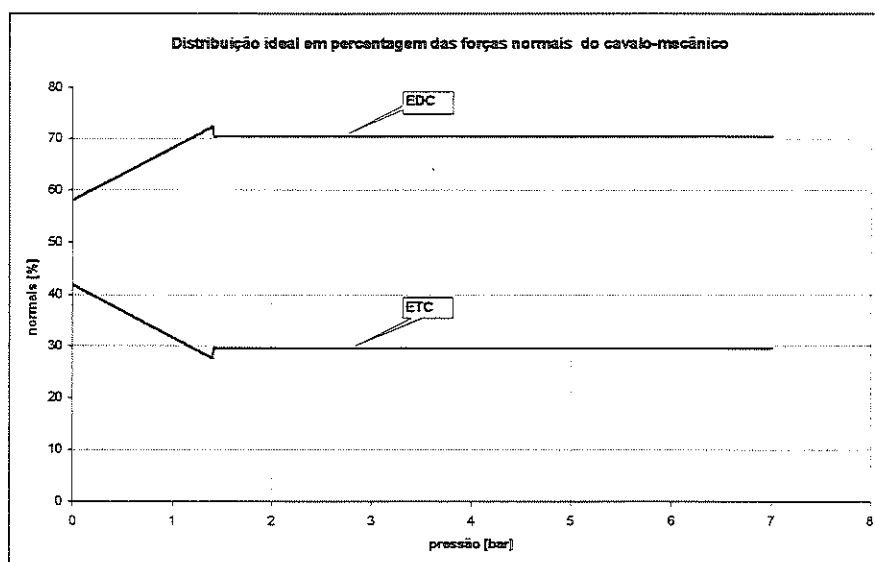


FIGURA 5.5 – Distribuição em porcentagem das forças normais, LS-1941 ideal

A melhor disposição das curvas de coeficientes de adesão utilizados é obtida quando a curva do eixo dianteiro é situada acima da curva 'ideal', conseqüentemente, a

curva de adesão do eixo traseiro desloca-se para baixo, caracterizando a impossibilidade do travamento deste eixo antes do eixo dianteiro, mantendo o veículo estável podendo ocorrer a perda de dirigibilidade antes da instabilidade, gerada somente quando o eixo traseiro está totalmente bloqueado.

Os gráficos apresentados para um desempenho ideal teórico demonstraram uma utilização excessiva das forças de freagem, devido às dimensões dos freios calculados para o veículo combinado carregado. A utilização dos freios de serviço do cavalo-mecânico, sem o semi-reboque, é caracterizado por uma alta sensibilidade dos freios de serviço indicada pela alta inclinação na curva de desaceleração demonstrada na Figura 5.4.

A Figura 5.5 apresenta a distribuição das forças normais em percentagem conforme a desaceleração. A melhor distribuição das forças de freagem deve seguir a mesma proporção da distribuição das forças normais, o que possibilita maior utilização do coeficiente de atrito disponível no pavimento e, conseqüentemente, maior eficiência na freagem, proporcionando maiores níveis de desaceleração.

Para melhorar o desempenho dos freios de serviço do cavalo-mecânico, quanto à estabilidade do veículo e sensibilidade do sistema de freios em condições de baixa solicitação, institui-se o uso da válvula sensível ao carregamento no eixo traseiro do cavalo-mecânico, para controle da pressão nos cilindros de freio do eixo traseiro.

5.3 Desempenho do cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS 1941, com a válvula ALB instalada para controle dos freios no eixo traseiro

A válvula ALB fabricada pela KNORR-BREMSE modelo BR 4452, adotada para instalação no eixo traseiro do cavalo-mecânico, possui as seguintes variáveis que definem suas curvas características descritas no Item 4.4, utilizadas como dados de entrada para o programa computacional:

- ângulo inicial em falha = -15 graus;
- ângulo final em falha = -45 graus;
- percentagem final da pressão em falha = 50%;
- faixa angular de utilização normal = 30 graus;
- pressão de corte = 1 bar;
- percentagem mínima da pressão total = 23%.

Após análise dos gráficos das Figuras 4.1 a 4.5 e através da tabela de distribuição das forças normais obtidas pelo sistema computacional, adotou-se o valor da normal 'mínima' para calibração da válvula ALB em 30940 N, valor que representa o carregamento estático no eixo traseiro do cavalo-mecânico sem o semi-reboque. Com este carregamento, a pressão liberada aos cilindros de freio do eixo traseiro corresponde à mínima proporção de 23% em relação à pressão total na linha de suprimento dos freios de serviço.

A normal 'máxima' foi adotada a partir do carregamento no eixo traseiro do cavalo-mecânico, acoplado ao semi-reboque totalmente carregado, ou seja: 97960 N. Portanto, acima deste carregamento estático ou dinâmico, alfa assume valores maiores que 30 graus, proporcionando aos cilindros de freio controlados pela válvula ALB, a mesma pressão aplicada na linha de freio de serviço, provendo máximo torque disponível aos freios do eixo traseiro. Outras formas para calibração das válvulas moduladoras são comentadas no capítulo de discussão.

O gráfico da Figura 5.6 demonstra a variação dos coeficientes de adesão utilizados pelo cavalo-mecânico, com a implantação da válvula ALB em seu eixo traseiro. A Figura 5.7 indica a desaceleração desenvolvida pelo veículo conforme a variação da pressão na linha de freio de serviço. Os valores entre parênteses, apresentados no título do gráfico, correspondem à pressão de corte mínima da válvula ALB e sua calibração em KN.

O gráfico da Figura 5.6 demonstra que, para valores de coeficientes de atrito máximos disponíveis entre 0,39 e 0,70, a curva de adesão do eixo dianteiro é mantida acima da curva de adesão do eixo traseiro, ou seja, nestas condições o travamento do eixo dianteiro é anterior ao travamento do eixo traseiro. Com a utilização de coeficiente de atrito estático no pavimento de 0,70, a perda de dirigibilidade do veículo (travamento do eixo dianteiro) ocorre quando a pressão na linha atinge 5,36 bar. A perda de estabilidade (travamento do eixo traseiro) foi verificada para a pressão de 5,90 bar.

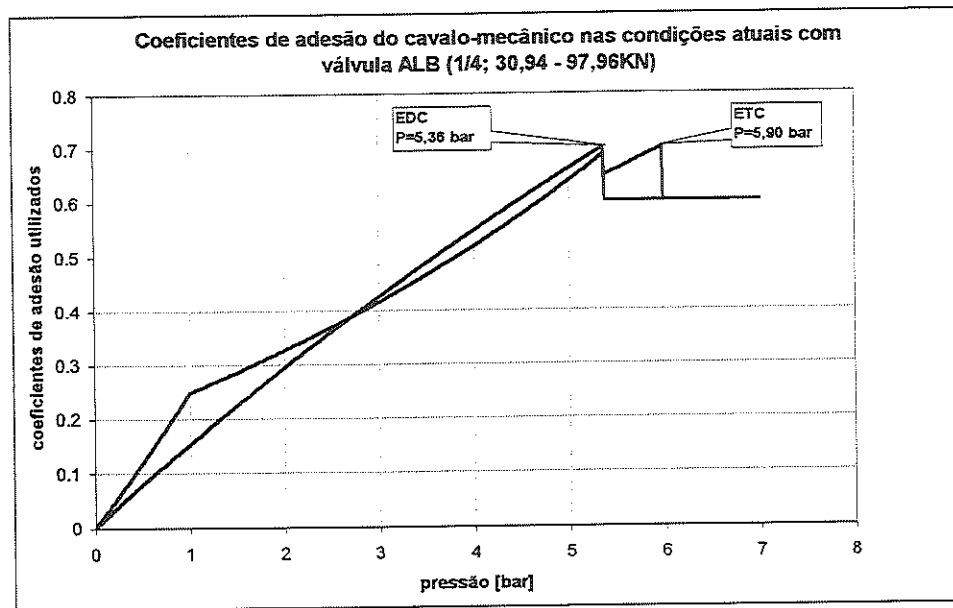


FIGURA 5.6 – Coeficientes de adesão utilizado por eixo, LS-1941 com válvula ALB

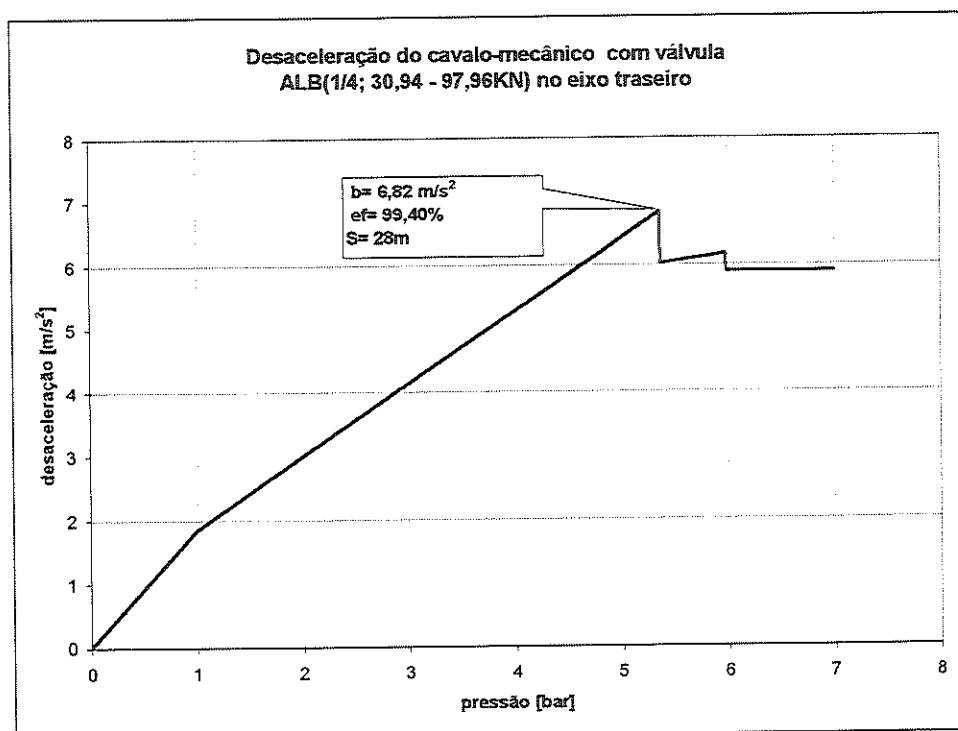


FIGURA 5.7 – Desaceleração, LS-1941 com válvula ALB

A eficiência máxima obtida pela tabela de desempenho imediatamente anterior à perda de dirigibilidade foi de 99,40%, atingindo a desaceleração de $6,82 \text{ m/s}^2$, completando a freagem em 28 m.

Com a utilização da válvula ALB avalia-se também, através da Figura 5.8, a variação do ângulo alfa da alavanca de conexão da válvula com a suspensão. Alfa é a variável que controla a pressão nos freios do eixo traseiro do cavalo-mecânico, conforme a variação da sua força normal.

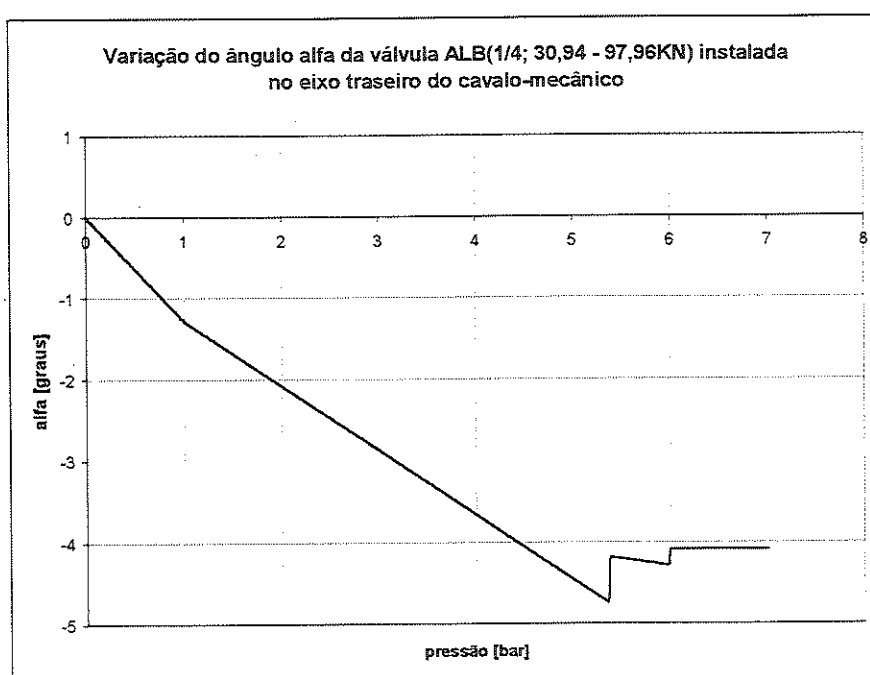


FIGURA 5.8 – Variação do ângulo alfa da válvula ALB, LS-1941

Pela calibração realizada na instalação da válvula ALB, a pressão liberada aos cilindros de freio do eixo traseiro do cavalo-mecânico manteve-se na proporção mínima de 23% em relação à pressão total do circuito de freios de serviço superiores a 1,0 bar, sendo esta a pressão de corte da válvula instalada. Este fato deve-se a utilização do ângulo alfa na região de falha, mantendo-se na faixa de variação mínima e constante, ou seja, entre 0 e -15 graus (Diagrama B Figura 3.2), devido a redução da força normal no eixo traseiro, demonstrada pela Figura 5.9. Desta maneira, a distribuição da pressão nos cilindros de freio conforme a variação da pressão na linha de suprimento, indicada na Figura 5.10, torna-se semelhante ao Diagrama A da Figura 3.2. O gráfico da Figura 5.11 representa as forças de

freagem desenvolvidas com a utilização da válvula ALB no eixo traseiro do cavalo-mecânico.

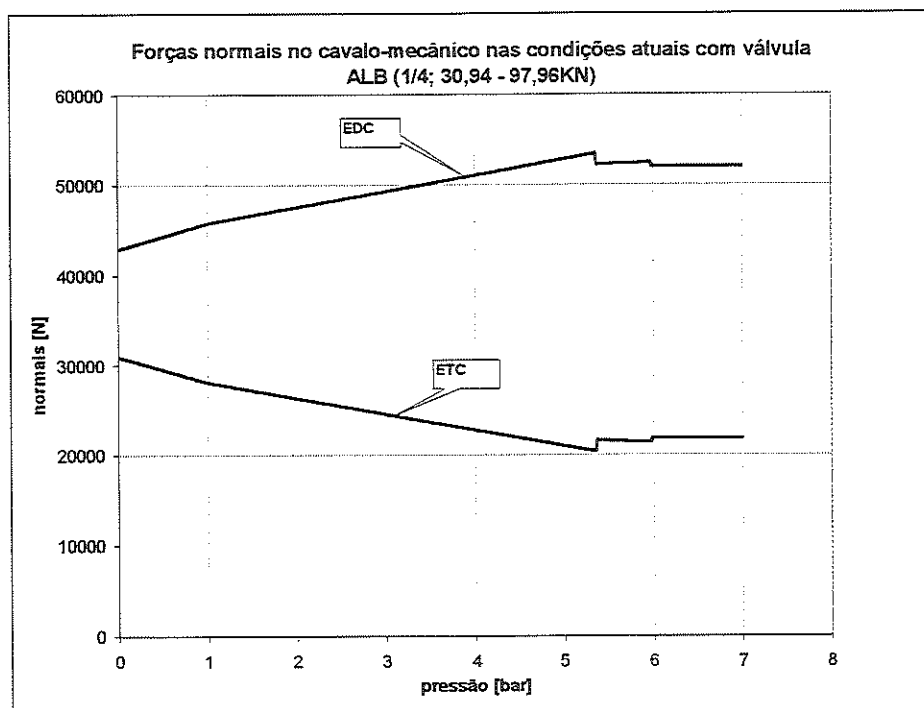


FIGURA 5.9 – Variação das forças normais, LS-1941 com válvula ALB

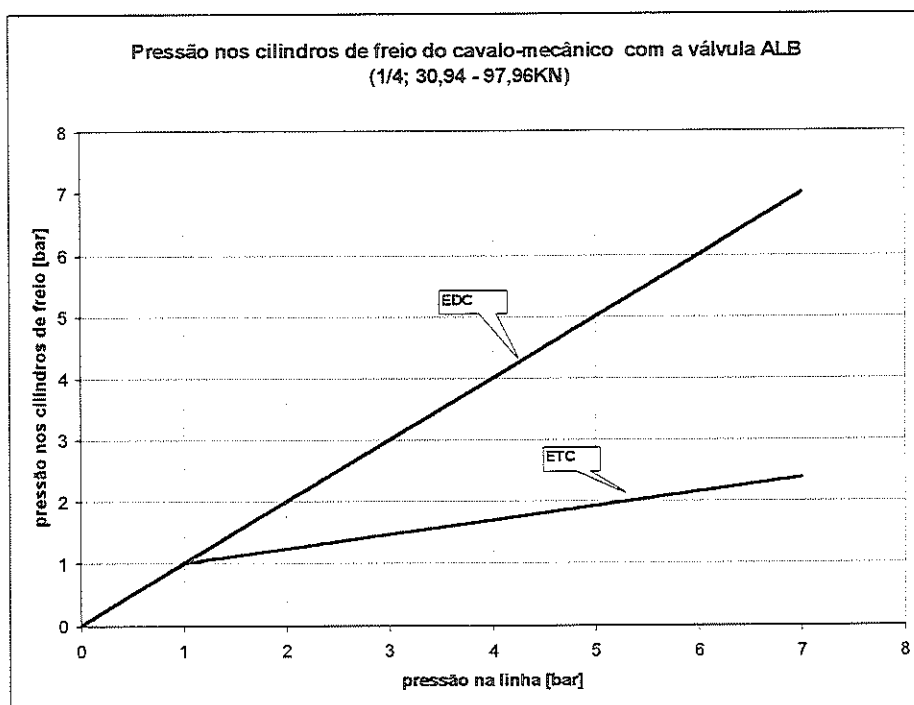


FIGURA 5.10 – Pressão nos cilindros de freio, LS-1941 com válvula ALB

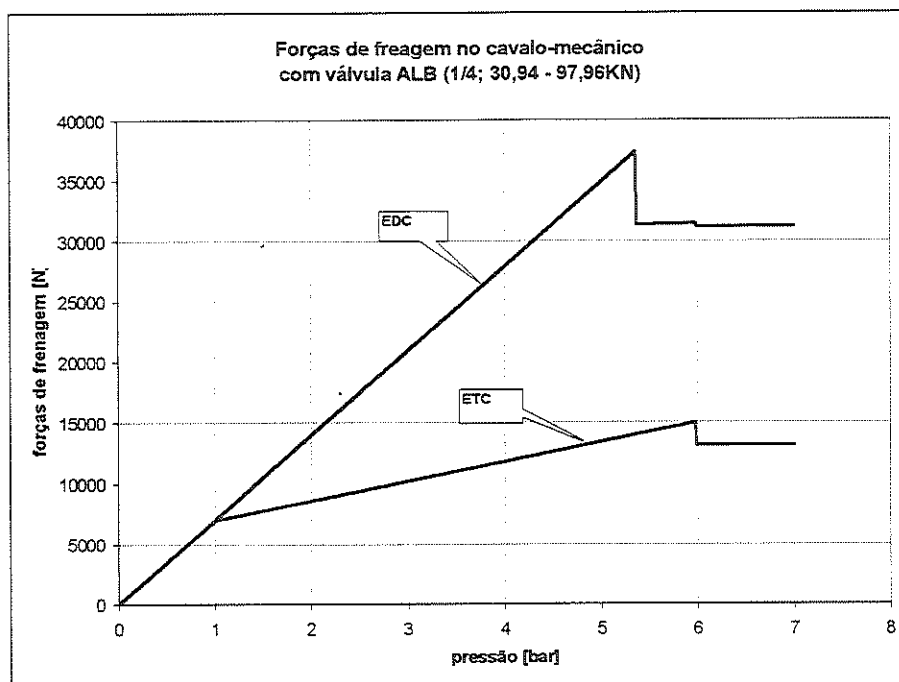


FIGURA 5.11 – Forças de frenagem, LS-1941 com válvula ALB

Nota-se a partir dos resultados obtidos que a válvula ALB contribui significativamente para melhorar o desempenho na frenagem do cavalo-mecânico, não só na estabilidade e eficiência como na redução das forças de frenagem, baixando a sensibilidade do sistema de freio de serviço do cavalo-mecânico sem o semi-reboque. A sensibilidade pode também ser definida através da relação entre a força de frenagem produzida pelo deslocamento na válvula pedal aplicado pelo motorista, estimada através da inclinação das curvas de desaceleração.

5.4 Desempenho do veículo combinado cavalo – mecânico Mercedes - Benz LS-1941, acoplado ao semi-reboque FNV Carga Seca nas condições atuais

O desempenho do cavalo-mecânico acoplado ao semi-reboque vazio, sem a utilização da válvula moduladora, é demonstrado pelos gráficos de coeficientes de adesão e desaceleração das Figuras 5.12 e 5.13 respectivamente. As legendas ‘ESR1’, ‘ESR2’ e ‘ESR3’ correspondem ao primeiro, segundo e terceiro eixo do semi-reboque.

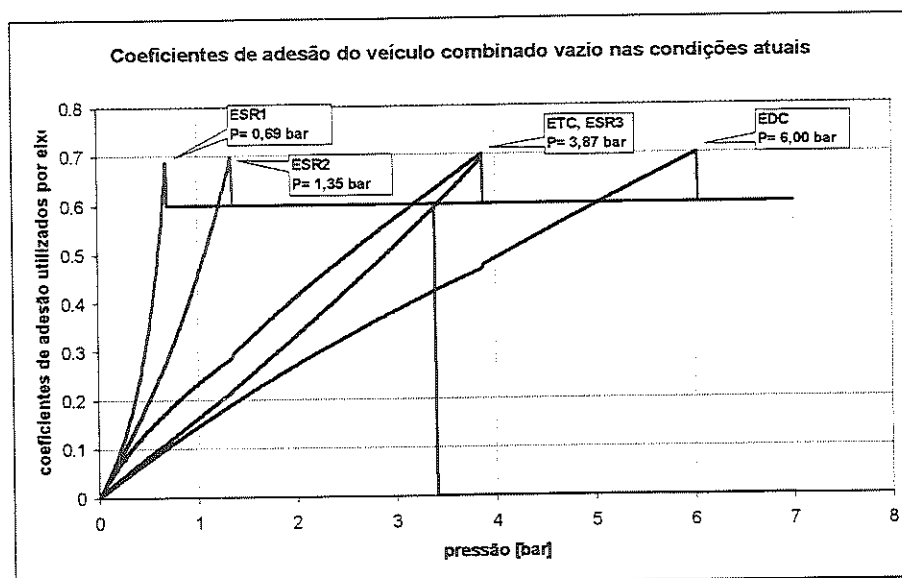


FIGURA 5.12 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo, LS-1941 e FNV

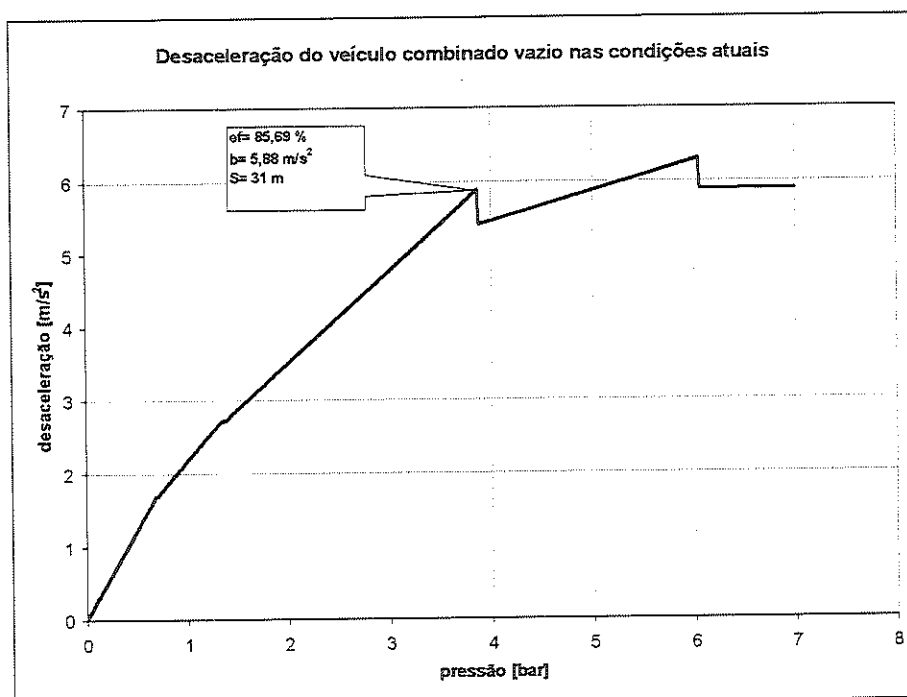


FIGURA 5.13 – Desaceleração vazio, LS-1941 e FNV

No gráfico da Figura 5.12, observa-se que as curvas de coeficientes de adesão em todos os eixos do semi-reboque e o eixo traseiro do cavalo-mecânico são mantidas acima da curva de adesão do eixo dianteiro, caracterizando perda de estabilidade do cavalo-mecânico e semi-reboque simultaneamente quando a pressão atinge 3,87 bar, com a utilização do coeficiente de atrito estático entre pneumáticos e pavimento em 0,70. Nestas condições, observou-se a perda de contato dos pneumáticos do primeiro eixo da carreta com

o pavimento. O gráfico da Figura 5.13 indica a desaceleração obtida para o veículo combinado vazio. A máxima eficiência obtida foi de 85,69%, desaceleração de $5,88 \text{ m/s}^2$ parando em 31 metros. Observou-se alta sensibilidade dos freios de serviço para o veículo em ordem de marcha e perda de estabilidade para quaisquer coeficientes de adesão disponíveis no pavimento.

Os gráficos das Figuras 5.14 e 5.15 demonstram o desempenho do veículo combinado com o semi-reboque a plena carga, correspondente ao peso total da carreta de 33975 Kgf, distância do centro de gravidade à quinta roda e altura de 5356 mm e 2079 mm respectivamente, FERNANDES (1994).

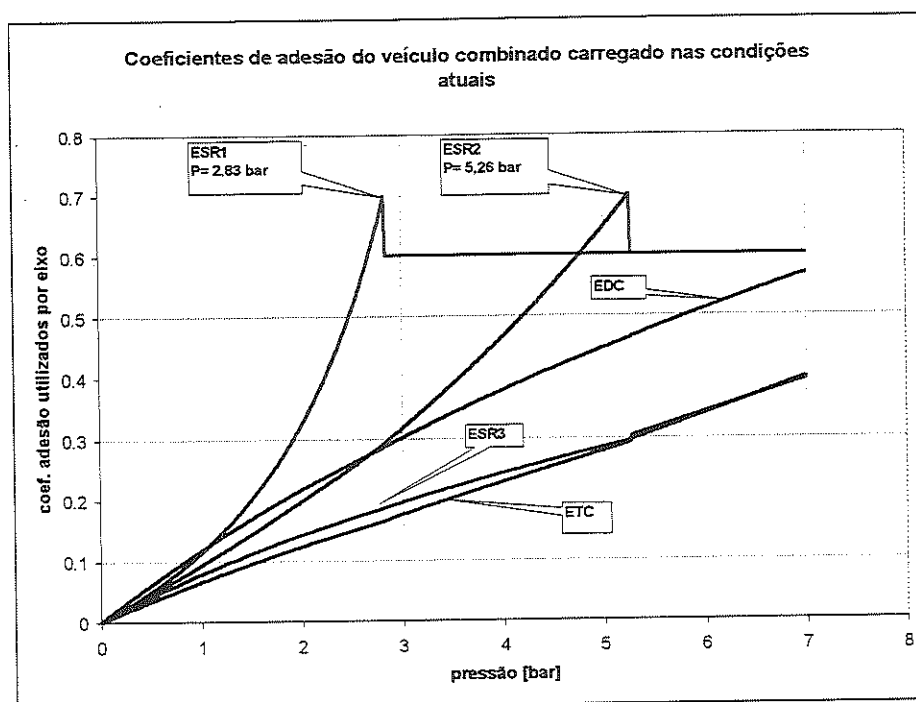


FIGURA 5.14 – Coeficientes de adesão carregado, LS-1941 e FNV

A eficiência e desaceleração máximas, obtidas para o veículo combinado a plena carga foram de 66% e $4,55 \text{ m/s}^2$, com a pressão na linha de freios de serviço em 7,00 bar, percorrendo 38 m até parar. Analisando o gráfico da Figura 5.14, pode-se verificar que foi garantida a estabilidade e dirigibilidade do veículo para quaisquer coeficientes de adesão máximos disponíveis no pavimento, para qualquer pressão na linha de freio de serviço e veículo totalmente carregado.

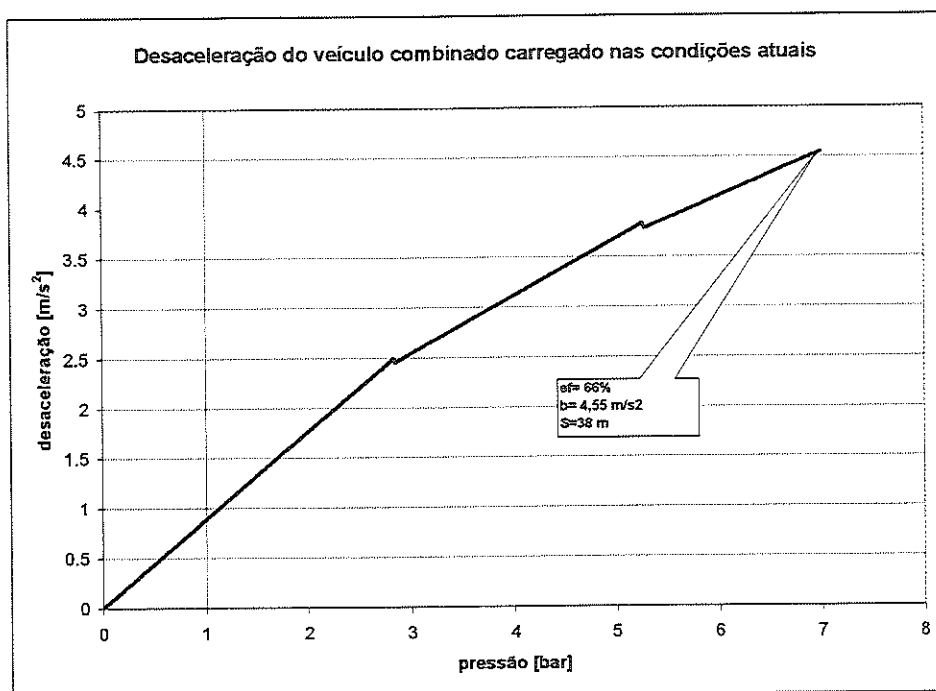


FIGURA 5.15 – Desaceleração carregado, LS-1941 e FNV

Para que ocorra a perda de estabilidade do semi-reboque, todos os eixos da carreta devem travar. É preferível o travamento antecipado em dois de seus eixos ao travamento do eixo dianteiro, por comprometer a dirigibilidade do veículo combinado. O desempenho na freagem do veículo combinado com a carreta totalmente carregada é estável, no entanto, apresentou baixa eficiência, podendo ser melhorada com o retardamento do bloqueio das rodas dos dois primeiros eixos do semi-reboque, maior força de freagem no terceiro eixo e, conseqüentemente, maiores níveis de desaceleração, proporcionando o aumento na inclinação da curva de desaceleração da Figura 5.15.

5.5 Compatibilidade do cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941 acoplado ao semi-reboque FNV Carga Seca

A legislação europeia ECE-R13 (*Economic Commission for Europe – Regulation nr.13*), que deverá ser adotada em todo MERCOSUL, estabelece limites máximo e mínimo para o desempenho na freagem de cada veículo na combinação cavalo-mecânico e semi-reboque, exigidos para permitir a compatibilidade entre os mesmos. Este desempenho é relacionado ao termo adimensional T/W, que representa a relação entre a força de freagem

total produzida pelo carregamento total estático nos eixos do veículo avaliado, conforme a variação da pressão na linha de freios de serviço.

O diagrama da Figura 5.16 representa os limites de T/W exigidos para o cavalo-mecânico. A curva 'T/W ECE13max' e 'T/W ECE13min' representam o máximo e mínimo desempenho permissível. Os valores de T/W obtidos para o cavalo-mecânico, acoplado ao semi-reboque carregado e vazio, devem estar entre os limites indicados pela legislação europeia, assim como as outras condições de carregamento.

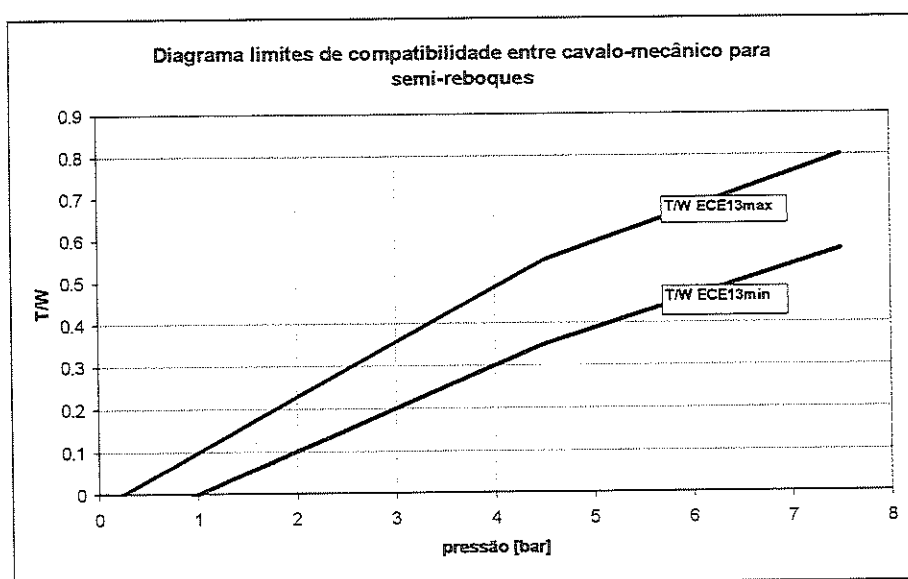


FIGURA 5.16 - Limites de T/W para cavalo-mecânico conforme a ECE-R13

Com a utilização da válvula ALB no eixo traseiro do cavalo-mecânico, demonstrada no Item 5.3, obteve-se os valores de T/W em seus eixos quando acoplado ao semi-reboque nas condições vazio e totalmente carregado. Na Figura 5.17, os valores obtidos até aqui de T/W são confrontados com os limites exigidos pela ECE-R13. As curvas 'T/Wvaz.valv.1/4' e 'T/Wvaz.s/v', representam respectivamente os valores calculados para o cavalo-mecânico com e sem a válvula ALB, acoplado ao semi-reboque vazio. A curva 'T/Wcarregado' representa a curva obtida para o cavalo-mecânico acoplado ao semi-reboque totalmente carregado. Neste caso, os valores de T/W com e sem a válvula são os mesmos, pois a válvula moduladora deixa de atuar na condição de carregamento máximo.

Conforme demonstrado na Figura 5.17, os valores de T/W do cavalo-mecânico acoplado ao semi-reboque carregado, encontram-se dentro dos limites estabelecidos pela

ECE-R13. No entanto, com ou sem o uso da válvula moduladora de 1/4 (23% em relação à pressão total, aproximado) no eixo traseiro do cavalo-mecânico e semi-reboque vazio, os valores de T/W indicaram um desempenho incompatível com o estabelecido pela ECE-R13.

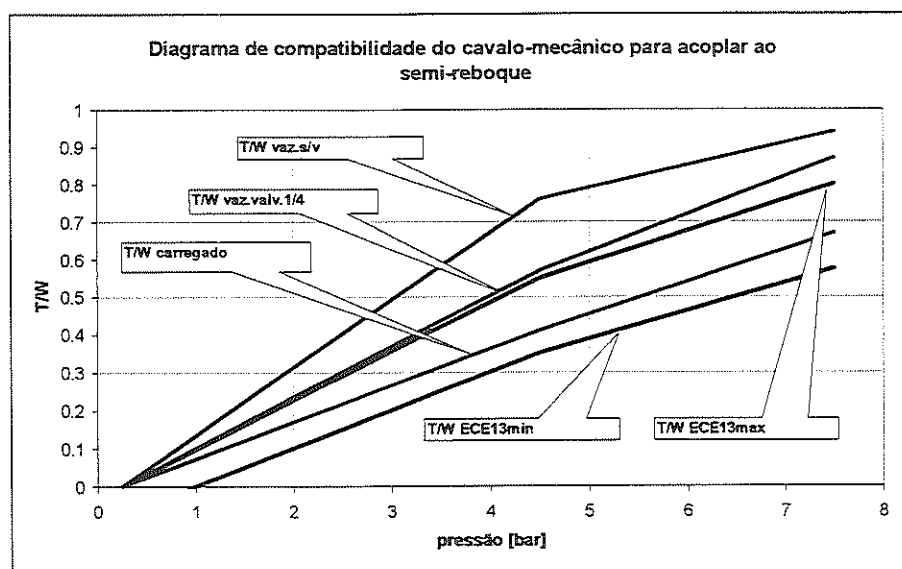


FIGURA 5.17 - T/W do cavalo-mecânico e limites conforme ECE-R13

Para maior redução da força de freagem do cavalo-mecânico acoplado ao semi-reboque vazio, permitindo um desempenho dentro dos limites estabelecidos pela ECE-R13, foi adotada a válvula ALB modelo BR 4352 fabricada pela KNORR-BREMSE. Neste modelo, pode-se obter maior redução na pressão liberada aos cilindros controlados em relação à pressão na linha de freios de serviço. O modelo adotado anteriormente permite redução máxima em torno de 1/4 em relação à pressão total. O modelo atual, permite a máxima redução de 1/8. Os dados seguintes referem-se as características da válvula BR 4352, para instalação no eixo traseiro do cavalo-mecânico:

- ângulo inicial em falha = -10 graus;
- ângulo final em falha = -40 graus;
- percentagem final da pressão em falha = 50%;
- faixa angular de utilização normal = 20 graus;
- pressão de corte = 0,4 bar;
- percentagem mínima da pressão total = 12,5%.

A calibração realizada nesta válvula, instalada na suspensão do eixo traseiro do cavalo-mecânico, segue os mesmos critérios descritos no Item 5.3, ou seja: normal 'mínima'

de 30940 N ($\alpha = 0^\circ$) e 'máxima' de 97960 N ($\alpha = 20^\circ$). O gráfico da Figura 5.18 demonstra os valores de T/W do cavalo-mecânico acoplado ao semi-reboque vazio e em plena carga, dentro dos limites exigidos pela ECE-R13, obtidos a partir do novo controle.

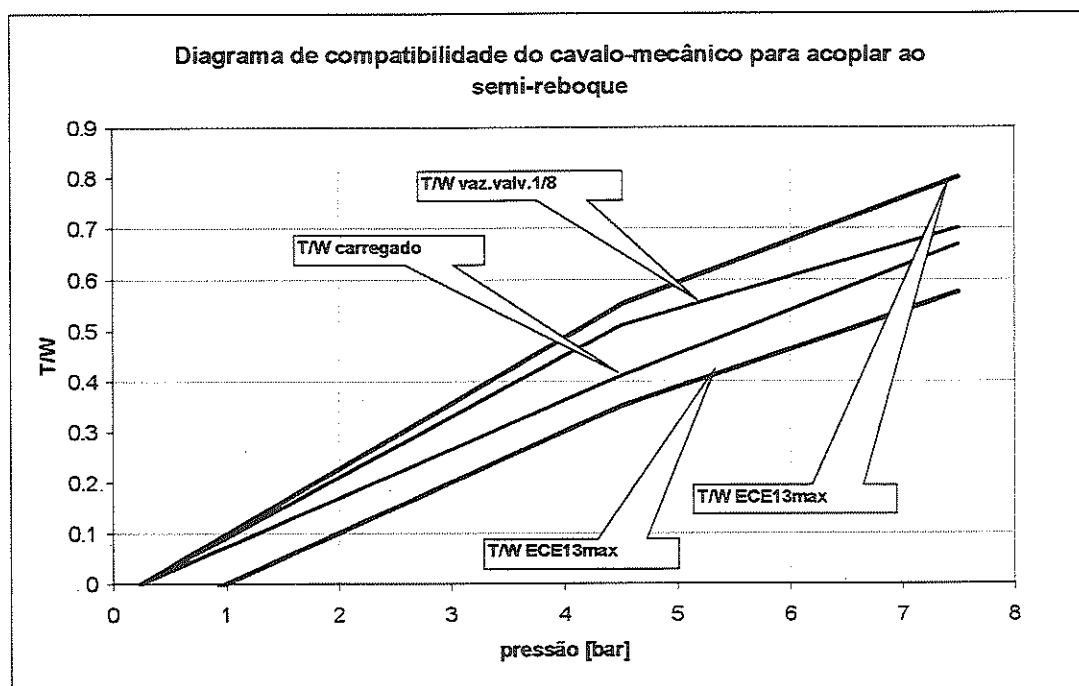


FIGURA 5.18 - T/W do cavalo-mecânico com válvula 1/8 e limites conforme ECE-R13

Conforme os resultados demonstrados e os limites exigidos pela legislação europeia, nota-se que não só a eficiência ou a desaceleração, mas também a regularidade na aplicação dos freios de serviço para o veículo combinado, em qualquer condição de carregamento, é parâmetro de grande importância, ou seja, a sensibilidade na aplicação dos freios de serviço deve ter baixa disparidade para quaisquer condições operacionais.

O novo desempenho obtido para o cavalo-mecânico LS-1941 com a utilização da válvula ALB de 1/8 e sem o semi-reboque é demonstrado nas Figuras 5.19 e 5.20 através dos gráficos de coeficientes de adesão utilizados por eixo e desaceleração respectivamente.

A Figura 5.21 representa os coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado vazio, com a utilização da válvula ALB de 1/8 no eixo traseiro do cavalo-mecânico.

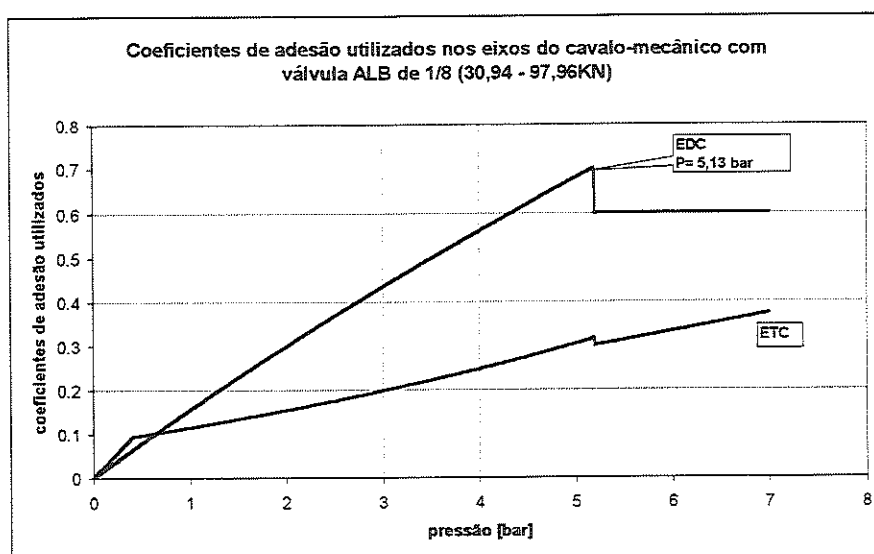


FIGURA 5.19 – Coeficientes de adesão utilizados, LS-1941 com válvula ALB de 1/8

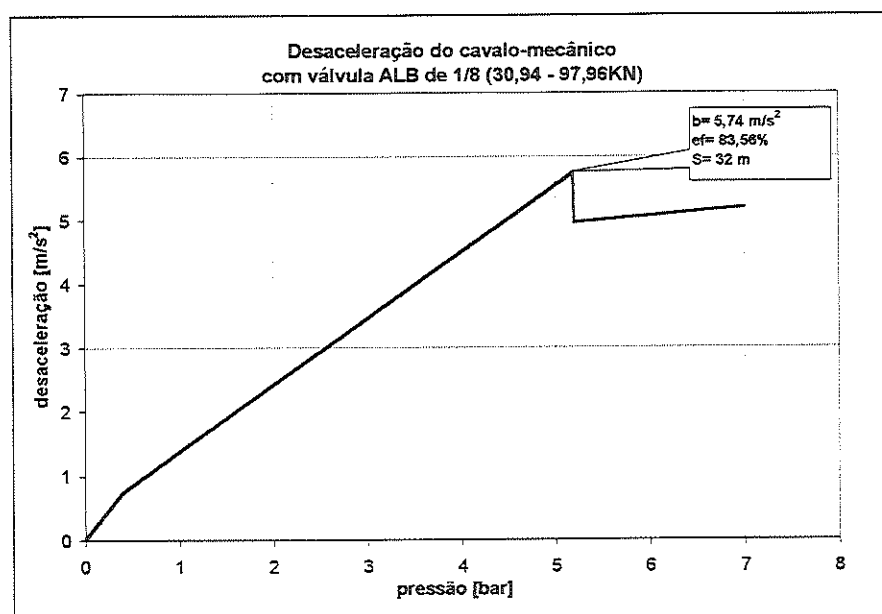


FIGURA 5.20 – Desaceleração, LS-1941 com válvula ALB de 1/8

A Figura 5.19 demonstra a queda na inclinação da curva de adesão do eixo traseiro do cavalo-mecânico, impossibilitando seu travamento anterior ao eixo dianteiro para a utilização de coeficientes de atrito estático disponíveis no pavimento acima de 0,10. Para o coeficiente de atrito estático entre pneumáticos e pavimento de 0,70, o travamento do eixo dianteiro ocorre quando a pressão na linha freios de serviço atinge 5,13 bar, gerando a perda de dirigibilidade do cavalo-mecânico.

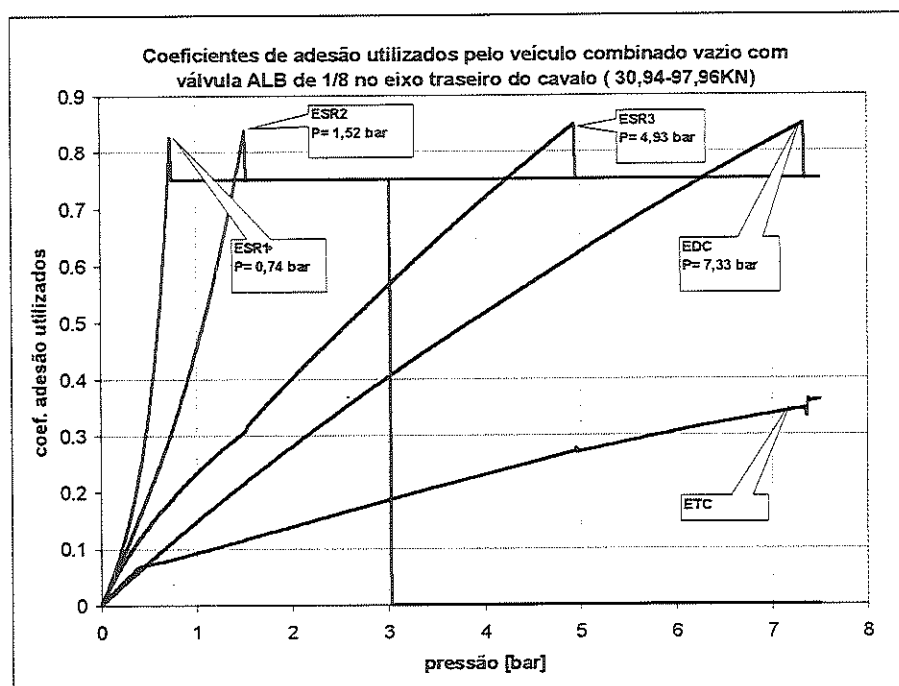


FIGURA 5.21 – Coeficientes de adesão utilizados, LS-1941 com válvula ALB de 1/8 acoplado ao FNV vazio não controlado

Com a redução em 1/8 na pressão dos cilindros de freio no eixo traseiro do cavalo-mecânico sem o semi-reboque, a eficiência atingida durante a freagem foi de 83%, com desaceleração máxima de $5,74 \text{ m/s}^2$, completando a freagem em 32 metros. Apesar da eficiência inferior que aquela obtida com a válvula ALB de 1/4, a utilização da válvula de 1/8 permite ao cavalo-mecânico LS-1941 seu acoplamento à carreta FNV Carga Seca, devido à maior redução na sensibilidade do sistema de freios de serviço, demonstrado através do gráfico de desaceleração da Figura 5.20 e conforme os diagramas de T/W apresentados.

A Figura 5.21 demonstra as curvas de coeficientes de adesão do cavalo-mecânico LS-1941 com a válvula ALB de 1/8 no eixo traseiro, acoplado ao semi-reboque FNV Carga Seca vazio. Apesar da impossibilidade de travamento do eixo traseiro do cavalo-mecânico antes da perda de dirigibilidade para coeficientes de adesão disponíveis acima de 0,07, as curvas de coeficientes de adesão utilizados nos três eixos do FNV Carga Seca foram mantidas acima da curva de adesão do eixo dianteiro do cavalo-mecânico, para quaisquer coeficientes de atrito estático disponíveis no pavimento. Nesta simulação, a perda de estabilidade da carreta ocorre quando a pressão na linha atinge 4,93 bar, para o coeficiente de adesão máximo no pavimento de 0,85.

A regulamentação ECE-R13 estabelece também para o semi-reboque limites de desempenho que podem ser satisfeitos com o controle de seus freios. Através da utilização das válvulas moduladoras para redução das forças de freagem do semi-reboque vazio, pode-se obter o desempenho exigido, baixando suas curvas de coeficientes de adesão, além de permitir a compatibilidade entre os dois veículos. O Item seguinte trata sobre o controle dos freios do semi-reboque.

5.6 Exigências para o desempenho do semi-reboque FNV Carga Seca, acoplado ao cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941

Os limites estabelecidos para o termo adimensional T/W, aplicado para os eixos do semi-reboque conforme a variação da pressão, exigido pela ECE-R13 para permitir sua compatibilidade com cavalos-mecânicos, é representado na Figura 5.22. Na mesma Figura, identifica-se também os valores obtidos de T/W, para o semi-reboque FNV Carga Seca acoplado ao cavalo-mecânico LS-1941. As legendas 'T/W ECE13max' e 'T/WECE13min' representam os limites estabelecidos pela legislação europeia. 'T/W vazio' e 'T/W carregado' são os valores obtidos para o semi-reboque em ordem de marcha e em plena carga respectivamente.

Verifica-se na Figura 5.22 que as duas condições de carregamento do semi-reboque FNV estão fora dos limites exigidos. Nas condições vazio e carregamentos intermediários, as curvas de T/W da carreta podem satisfazer os limites através da utilização da válvula ALB, reduzindo e controlando as forças de freagem do semi-reboque. Quanto à condição de carregamento máximo, conforme estudos realizados durante o desenvolvimento deste trabalho, somente a alteração no balanceamento, aumento de potência dos freios ou instituição de sistema de controle, não são suficientes para ajustar as curvas de T/W aos limites exigidos. Deve-se, portanto, reconsiderar a geometria e a utilização de três eixos no semi-reboque, possibilitando sua aprovação quanto às exigências estabelecidas pela nova legislação, procurando uma distribuição mais regular dos carregamentos nos eixos.

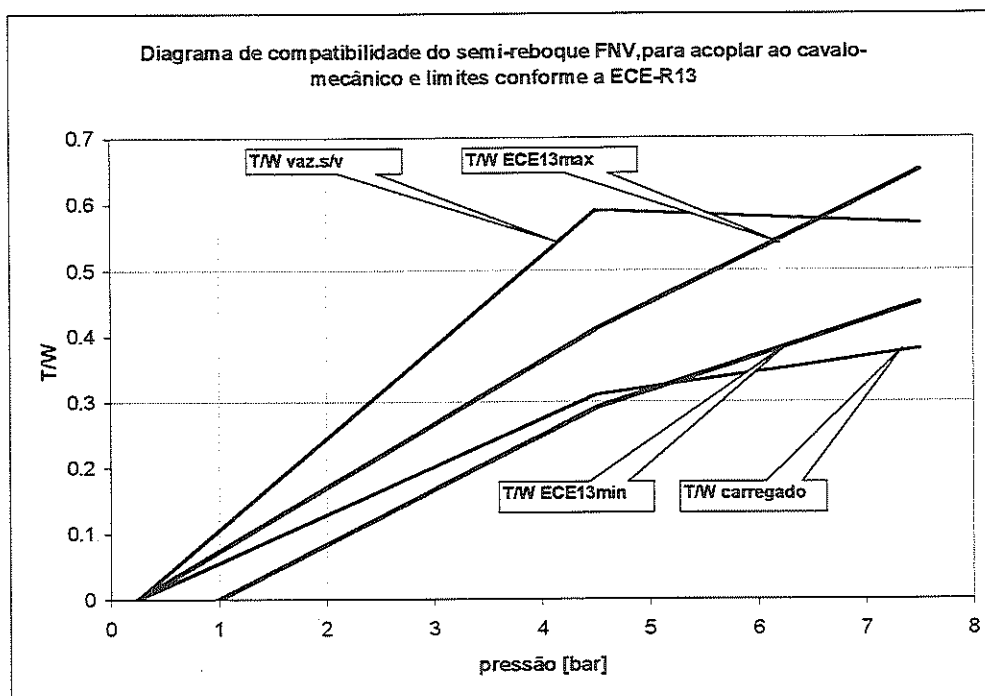


FIGURA 5.22 – Valores de T/W do FNV sem controle e limites da ECE-R13

Apesar da impossibilidade de adequar o semi-reboque FNV às exigências para a condição de carregamento máximo, é demonstrado a utilização da válvula ALB para o controle dos freios do semi-reboque, o que permite melhor desempenho e estabilidade durante a freagem do veículo combinado nas condições vazias e carregamentos intermediários.

O programa computacional desenvolvido possibilita a instalação de uma válvula ALB auxiliar no eixo traseiro do cavalo-mecânico, com a finalidade de controlar a pressão liberada ao sistema de freios de serviço do semi-reboque. Não é comum este procedimento, pois o usual é a instalação da válvula moduladora na suspensão do eixo controlado, variando a pressão de alimentação aos cilindros de freio conforme a variação do seu carregamento dinâmico, ou seja, a pressão é controlada de acordo com força de freagem requerida. BOSCH automotive handbook (1993) traz alguns exemplos da utilização de sistemas ALB instalados no circuito de freios de semi-reboques.

A utilização do cavalo-mecânico pode ser realizada acoplado à vários tipos de semi-reboques, no entanto, a implantação de sistemas de controle automáticos por parte dos vários fabricantes de carretas e o intercâmbio destes com os fabricantes de cavalos-mecânicos pode ser dificultado.

Com a aplicação da válvula ALB no eixo traseiro do cavalo-mecânico para controle dos freios do semi-reboque, conforme demonstrado na Figura 3.1 (componente 15), torna-se possível ajustes na sua calibração para o controle dos freios da carreta, adequando o veículo quanto às exigências de compatibilidade com o cavalo-mecânico, para vários tipos e modelos de semi-reboque.

A válvula ALB, adotada para instalação na suspensão traseira do cavalo-mecânico para o controle dos freios do semi-reboque, é a mesma adotada para o controle dos freios do eixo traseiro do cavalo-mecânico, ou seja, modelo BR 4352 com as mesmas características já apresentadas no Item 5.5.

Para sua calibração, o valor da normal 'máxima' ($\alpha = 20^\circ$) representa o carregamento estático no eixo traseiro do cavalo-mecânico, com o semi-reboque a plena carga, ou seja 97960 N. Para obtenção da normal 'mínima' ($\alpha = 0^\circ$), calculou-se a proporção da pressão total na linha de freios de serviço, necessária para reduzir as forças de freagem para adequar as curvas de T/W do semi-reboque aos limites exigidos pela legislação européia. A partir desta relação intermediária, determinou-se o valor da normal 'mínima' em 14740 N.

O gráfico da Figura 5.23, representa as curvas de T/W do semi-reboque FNV Carga Seca vazio e carregado, com e sem a utilização da válvula ALB para controle de seus freios, confrontando-as aos limites estabelecidos pela ECE-R13. É demonstrado que para o veículo vazio, os valores de T/W com a válvula moduladora ('T/Wvaz.val.1/8'), satisfaz as exigências da legislação européia quanto à compatibilidade do FNV Carga Seca acoplado ao cavalo-mecânico da Mercedes-Benz. As figuras seguintes demonstram o desempenho do veículo combinado vazio com as duas válvulas ALB de 1/8 instaladas no eixo traseiro do cavalo-mecânico, uma para controle deste eixo e a outra para controle dos freios do semi-reboque.

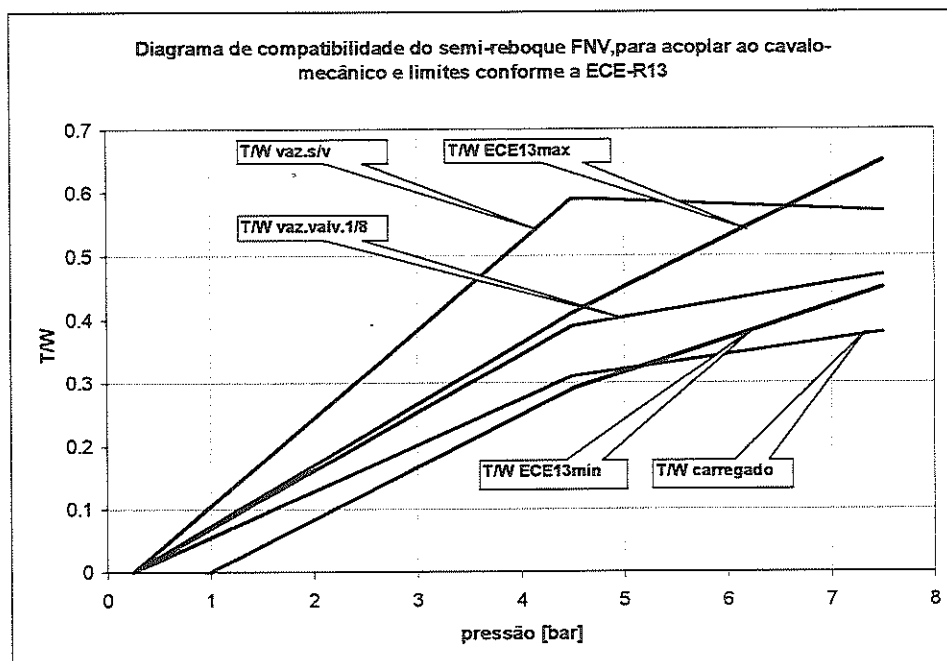


FIGURA 5.23 – Valores de T/W do FNV com e sem controle, e limites da ECE-R13

A Figura 5.24 a seguir, demonstra a redução das curvas de adesão nos eixos do semi-reboque, o que impossibilita a perda de estabilidade deste veículo antes da ocorrência do travamento no eixo dianteiro do cavalo-mecânico, para quaisquer coeficientes de atrito estático acima de 0,20. Este valor representa o ponto onde a curva de adesão do terceiro eixo do semi-reboque intercepta a curva de adesão do eixo dianteiro do cavalo-mecânico, mantendo-se abaixo para valores de pressão no circuito de freios de serviço acima de 1,37 bar. Nesta simulação, o travamento do eixo dianteiro do cavalo-mecânico ocorre quando a pressão atinge 7,29 bar, gerando a perda de dirigibilidade com o coeficiente de atrito estático disponível no pavimento de 0,85 (asfalto ou concreto seco) e pressão máxima em 7,50 bar.

No gráfico de desaceleração da Figura 5.25 é demonstrado a redução na sensibilidade dos freios de serviço do veículo combinado vazio com a utilização das válvulas moduladoras para os freios dos dois veículos. A eficiência obtida nesta configuração foi de 74%, desaceleração máxima de $6,14 \text{ m/s}^2$ na eminência do travamento do eixo dianteiro, percorrendo 30 metros até parar.

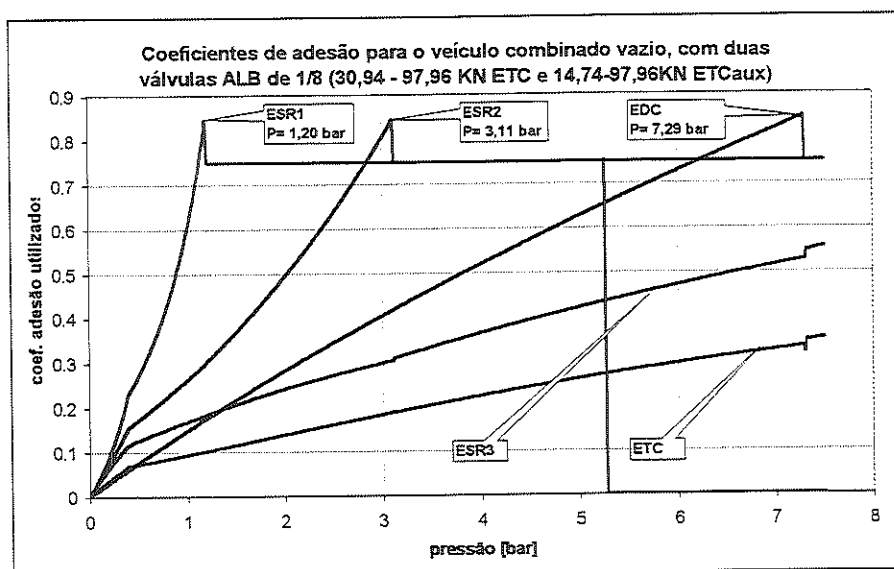


FIGURA 5.24 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado vazio, com sistemas de controle para o cavalo e semi-reboque

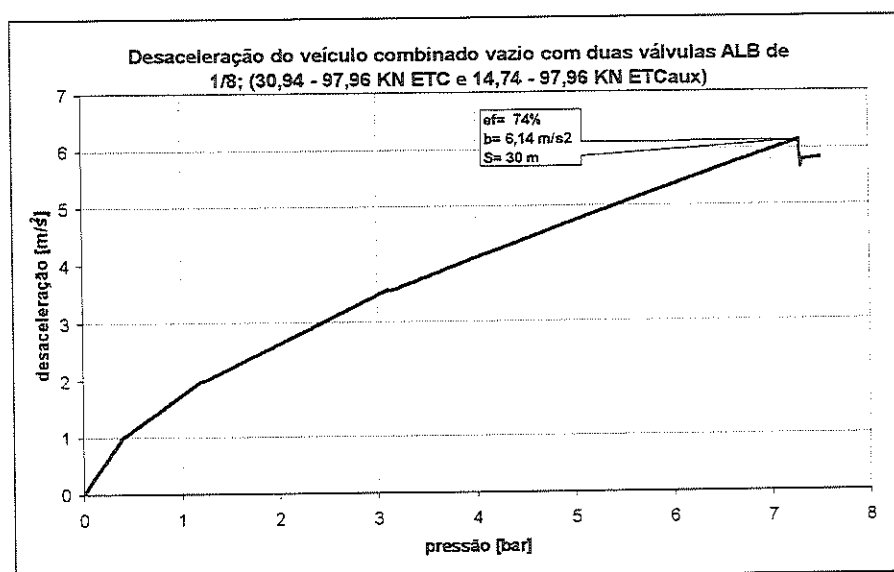


FIGURA 5.25 – Desaceleração do veículo combinado vazio, com sistema de controle para os dois veículos

Na Figura 5.26, demonstra-se a variação do ângulo alfa das duas válvulas ALB instaladas. A curva 'ETCaux' representa a variação de alfa da válvula ALB para o controle dos freios do semi-reboque. De acordo com a calibração realizada, os valores de alfa da válvula auxiliar foram mantidos acima dos valores relacionados à válvula de controle do eixo traseiro do cavalo-mecânico, proporcionando maior pressão nos freios de serviço do semi-reboque e menor sensibilidade à deflexão da suspensão. A variação de alfa das duas válvulas

estão relacionadas à variação da força normal no eixo traseiro do cavalo-mecânico, onde foram instaladas.

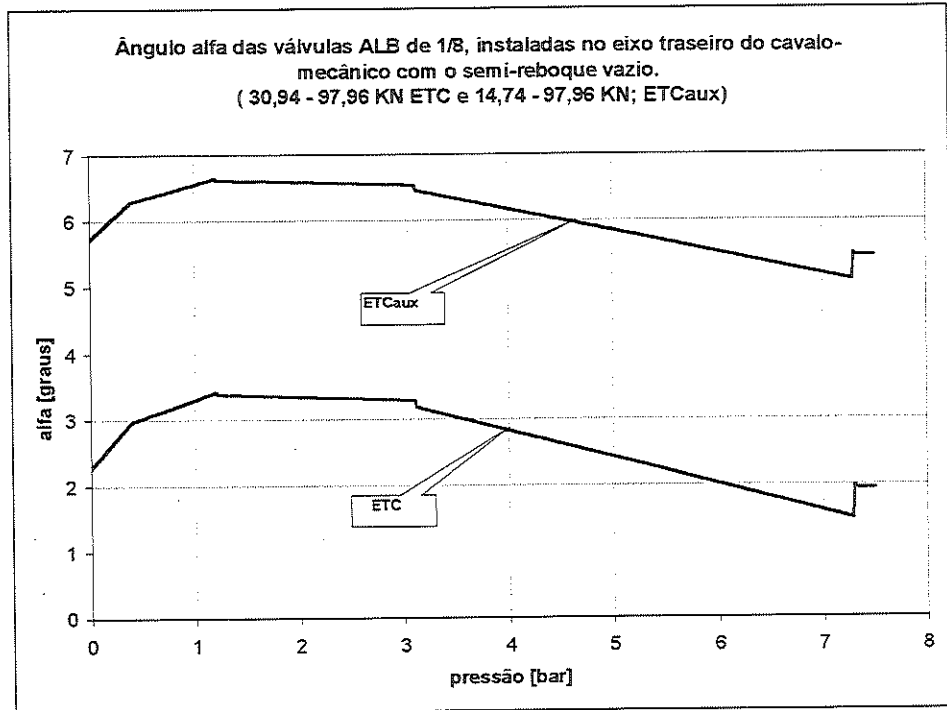


FIGURA 5.26 – Variação dos ângulos alfa das duas válvulas ALB, para o semi-reboque vazio

A variação das forças normais na desaceleração do veículo combinado vazio, é apresentada pela Figura 5.27. Neste gráfico pode-se observar a perda de contato dos pneumáticos com o pavimento no primeiro eixo do semi-reboque, além de grande redução nos valores para o segundo eixo. No entanto, pode-se retardar seus travamentos através do controle instituído para o semi-reboque.

A Figura 5.28 demonstra como são controladas as pressões nos cilindros de freio nos eixos do veículo combinado, conforme a variação da pressão na linha de freios de serviço. Como o eixo dianteiro não é controlado, a pressão em seus cilindros de freio é a mesma da linha de suprimento. Como o ângulo alfa da válvula auxiliar é sempre superior ao do eixo traseiro, a pressão nos freios do semi-reboque é maior que a do eixo traseiro do cavalo-mecânico, de acordo com a calibração instituída nas duas válvulas.

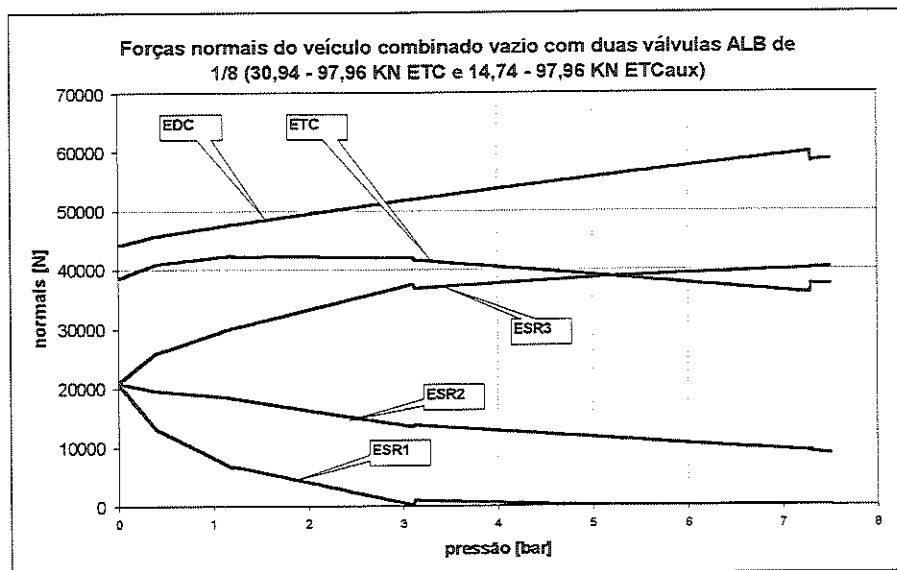


FIGURA 5.27 – Variação das forças normais no veículo combinado vazio com as válvulas ALB

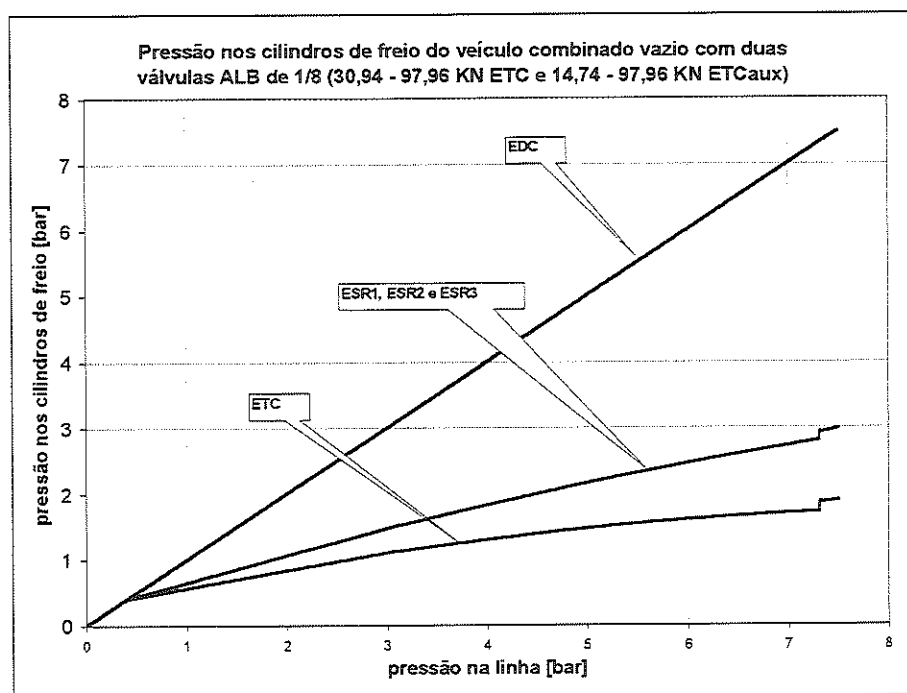


FIGURA 5.28 – Variação da pressão nos cilindros de freio no veículo combinado vazio com as válvulas ALB

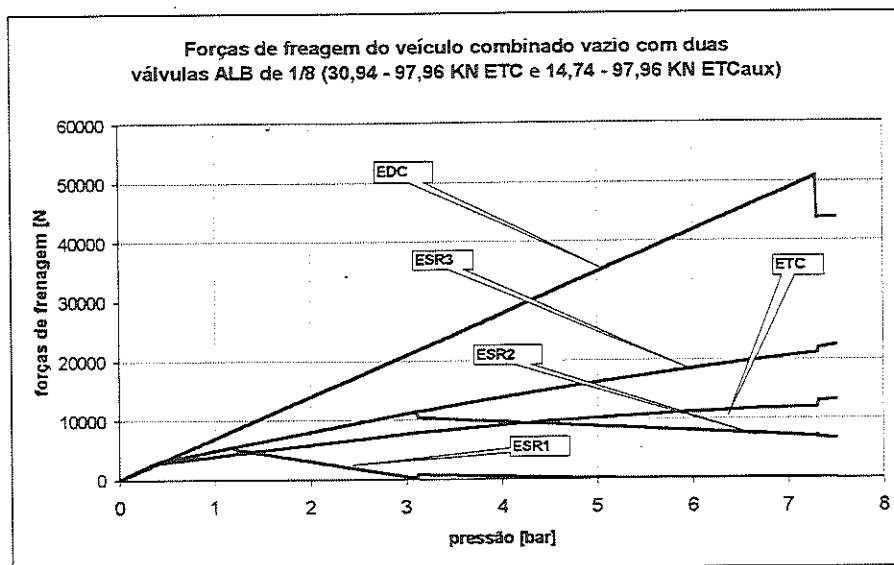


FIGURA 5.29 – Forças de freagem do veículo combinado vazio com as válvulas ALB

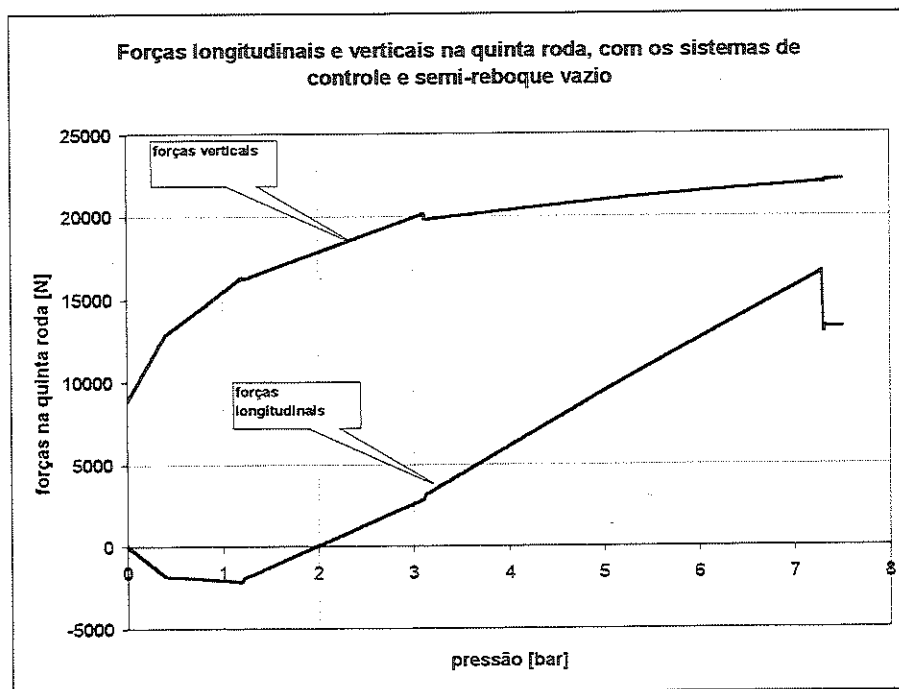


FIGURA 5.30 – Variação das forças na quinta roda do veículo combinado vazio com as válvulas ALB

Com o controle adotado obteve-se a melhor seqüência de travamentos dos eixos do veículo combinado em ordem de marcha, ou seja, eixo dianteiro do cavalo, terceiro eixo do semi-reboque e por último o eixo traseiro do cavalo-mecânico. A Figura 5.29 demonstra a variação das forças de freagem do veículo combinado vazio conforme a variação da pressão. A Figura 5.30 representa a variação das forças longitudinais e verticais aplicadas na quinta roda. Os valores negativos da força longitudinal demonstram que o semi-reboque não contribui na freagem do veículo combinado, até que a pressão atinja 2,00 bar. A seguir são demonstrados os resultados obtidos para o cavalo-mecânico e semi-reboque na condição de carregamento máximo.

O desempenho do veículo combinado com as válvulas ALB e semi-reboque a plena carga, é o mesmo obtido para o veículo totalmente carregado sem os controles automáticos 'implantados'. Este fato deve-se à utilização do ângulo alfa das duas válvulas ALB acima de 20 graus, permitindo alimentação para os cilindros controlados correspondente à pressão atuante na linha de freio de serviço. Nesta simulação, a pressão máxima é de 7,50 bar e coeficiente de atrito estático de 0,85.

Na condição de máximo carregamento, o peso total do semi-reboque é 33975 Kgf, altura do centro de gravidade de 2079 mm e distância à quinta roda de 5356 mm, conforme o gráfico do 'passeio do centro de gravidade', demonstrados nas Figuras 4.5 e 4.6. Os diagramas de desempenho, apresentados a seguir, referem-se ao veículo combinado a plena carga.

No gráfico de coeficientes de adesão utilizados por eixo do veículo combinado, verifica-se o travamento do primeiro eixo do semi-reboque quando a pressão atinge 3,02 bar, o que representa um baixo valor considerando o alto carregamento e atrito estático adotados. Este fenômeno demonstra a baixa eficácia do primeiro eixo do semi-reboque nas freagens de emergência, devido à seu baixo carregamento normal em 'alta' desaceleração, conforme demonstrado nas Figuras 5.33 e 5.36 (forças normais e de freagem). A desaceleração obtida para o semi-reboque a plena carga foi de $4,87 \text{ m/s}^2$, percorrendo 36 metros até parar, atingindo a eficiência de 58%. Estes resultados diferenciam dos valores obtidos anteriormente para o semi-reboque totalmente carregado, devido às melhores condições de contato com o pavimento e maior pressão no sistema de freios de serviço, para efeitos comparativos com a legislação.

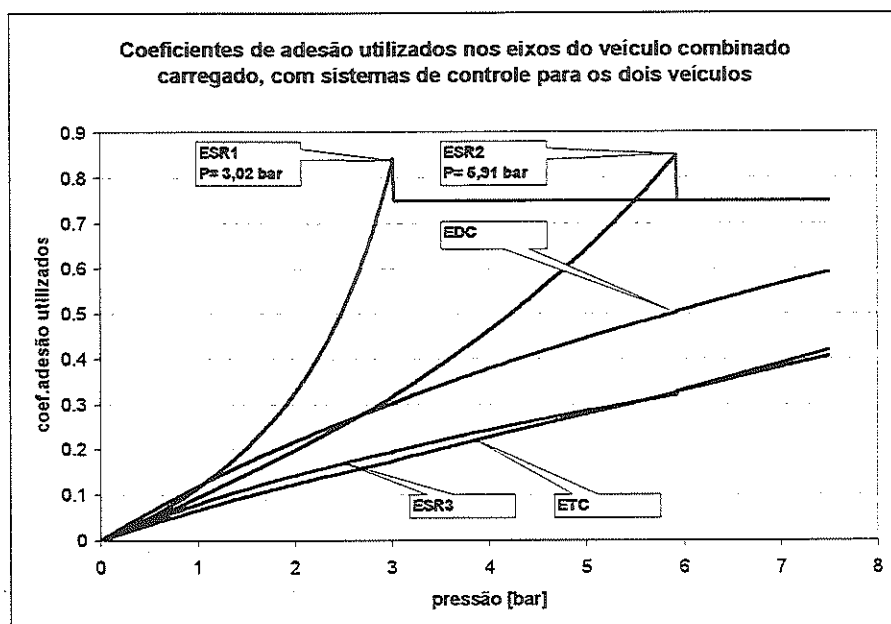


FIGURA 5.31 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado carregado, com sistemas de controle para o cavalo e semi-reboque

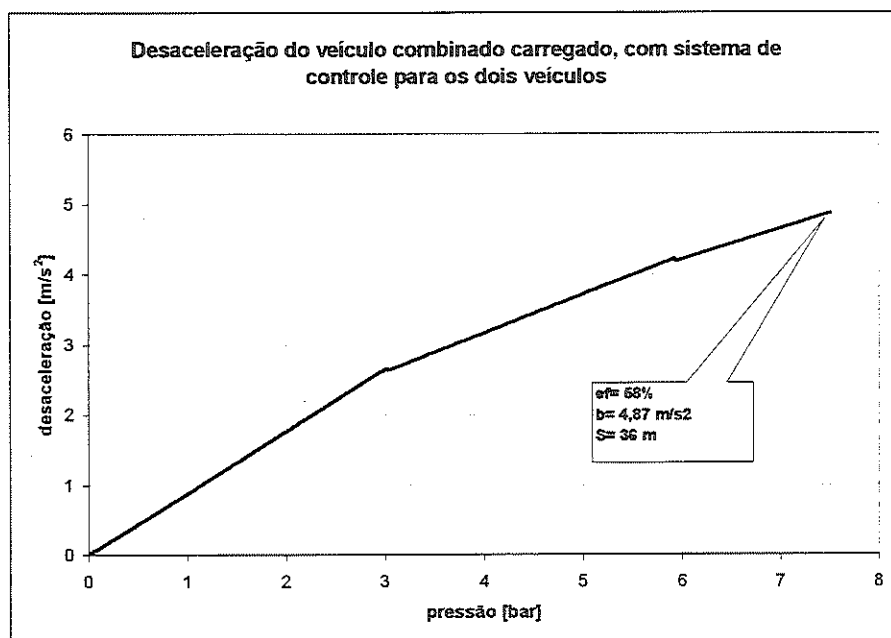


FIGURA 5.32 – Desaceleração do veículo combinado carregado, com sistema de controle para os dois veículos

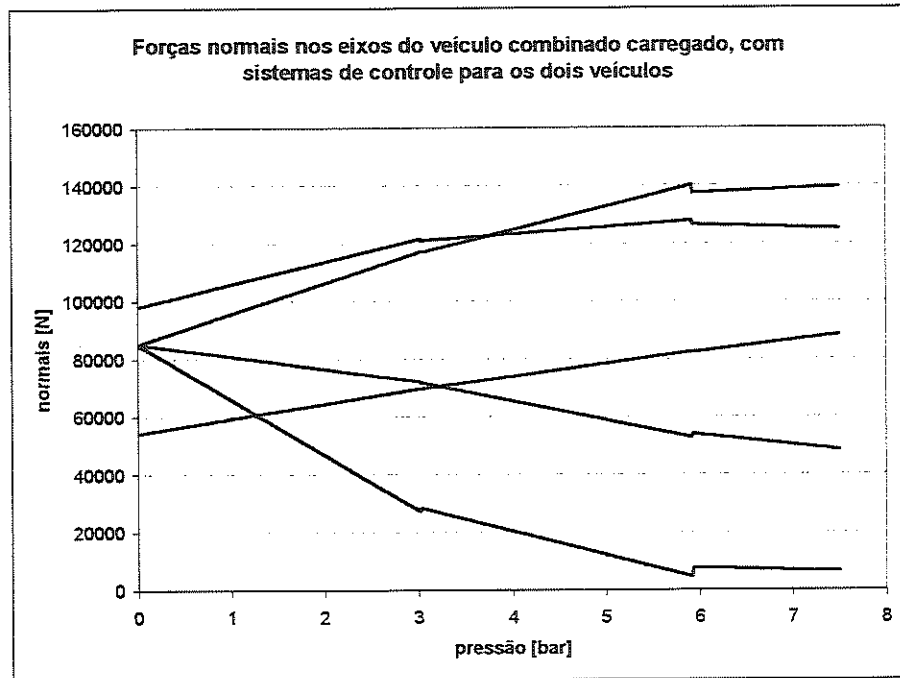


FIGURA 5.33 – Variação das forças normais no veículo combinado carregado com as válvulas ALB

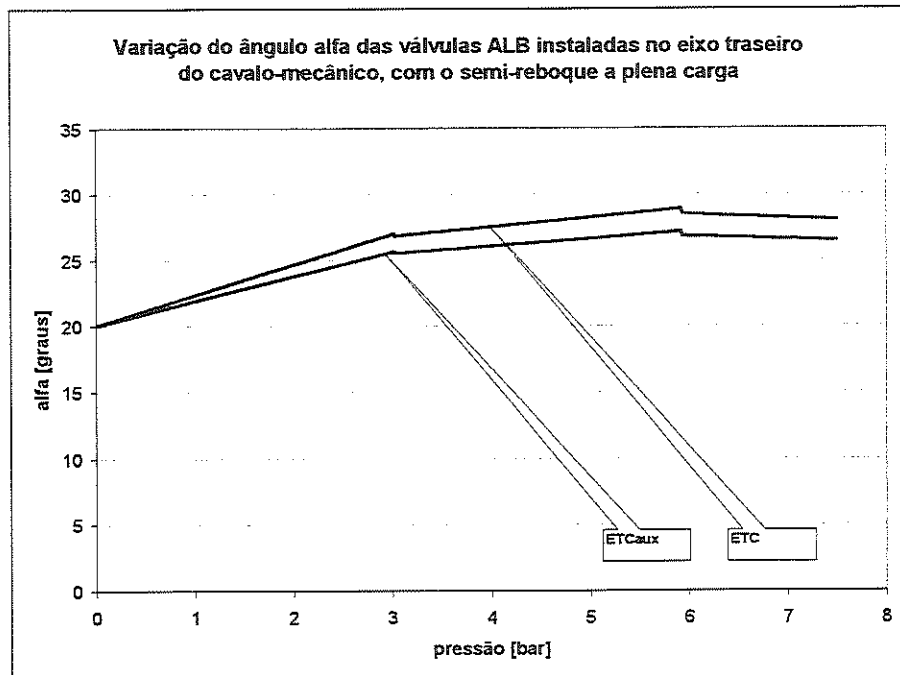


FIGURA 5.34 – Variação dos ângulos alfa das duas válvulas ALB e semi-reboque a plena carga

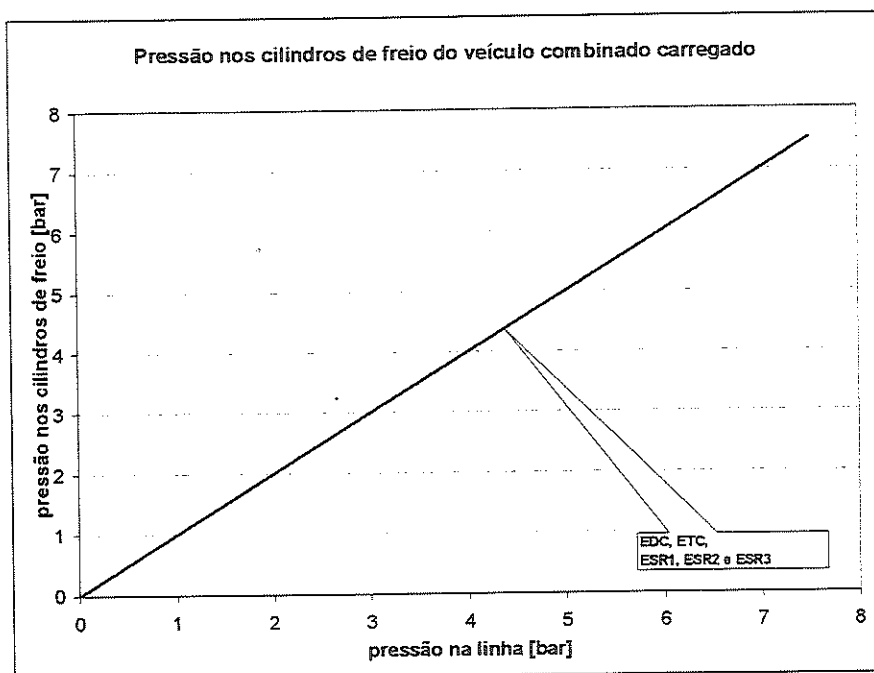


FIGURA 5.35 – Variação da pressão nos cilindros de freio no veículo combinado carregado com as válvulas ALB

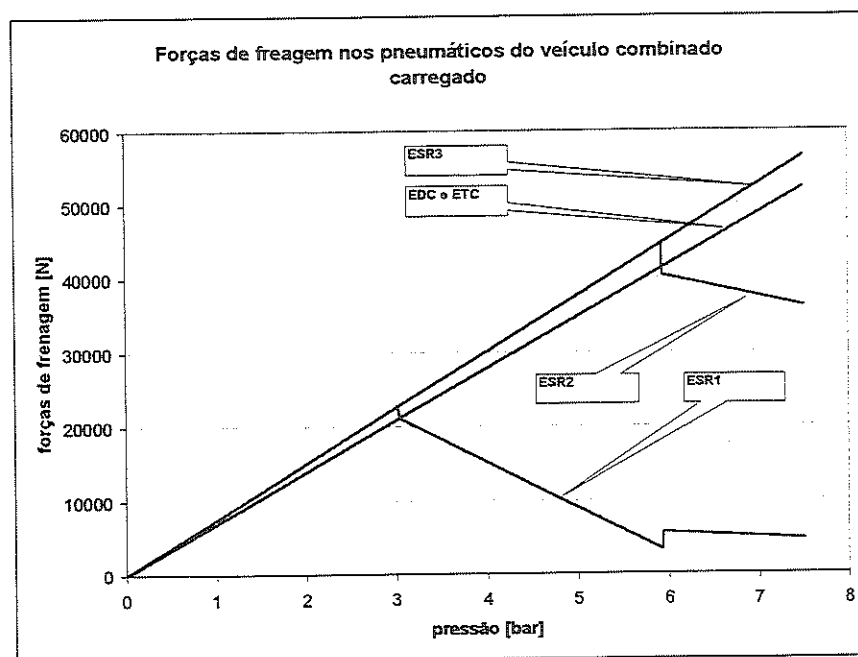


FIGURA 5.36 – Forças de freagem do veículo combinado carregado com as válvulas ALB

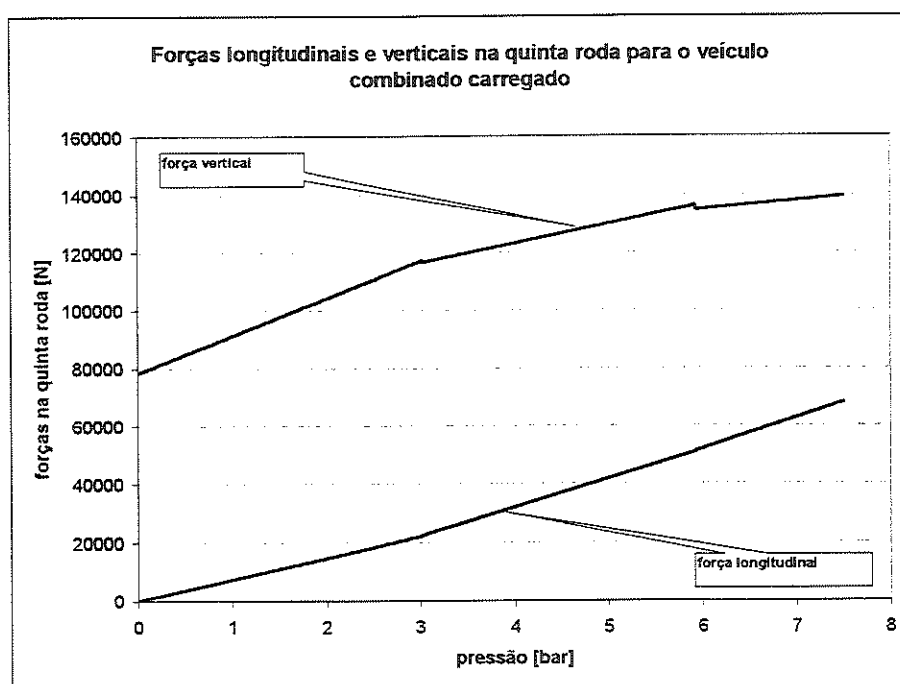


FIGURA 5.37 – Variação das forças na quinta roda do veículo combinado carregado com as válvulas ALB

O gráfico da Figura 5.37 demonstra a variação das forças na quinta roda, onde é verificado a contribuição do semi-reboque à freagem do veículo combinado, observado pelo aumento das forças longitudinais aplicadas na conexão com o cavalo-mecânico.

Conforme a legislação europeia, os ensaios realizados para verificação quanto às exigências estabelecidas, são realizados apenas para o veículo combinado vazio e totalmente carregado. Através dos resultados obtidos com utilização das válvulas ALB para controle dos freios do eixo traseiro do cavalo-mecânico e dos freios do semi-reboque, verificou-se que foram cumpridas as exigências estabelecidas para as curvas de adesão utilizados por eixo, evitando o surgimento de movimentos instáveis do cavalo-mecânico e do semi-reboque prematuramente. O sistema de controle instalado no cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941 possibilitou ainda sua compatibilidade com o semi-reboque FNV Carga Seca. No entanto, com o semi-reboque totalmente carregado, o desempenho obtido apresentou resultados insatisfatórios quanto à desaceleração, além de não permitir sua compatibilidade com cavalos-mecânicos.

A seguir é demonstrado o desempenho do veículo combinado cavalo-mecânico e semi-reboque, com a utilização das válvulas ALB, considerando as extremidades esquerda

e direita do 'passeio do centro de gravidade', ou seja, carregamento próximo e distante da quinta roda respectivamente.

O peso total, a altura do centro de gravidade e sua distância à quinta roda para o FNV Carga Seca, considerando a extremidade esquerda do 'passeio do centro de gravidade', são respectivamente 17955 Kgf, 1606 mm e 3675 mm. As Figuras 5.38 a 5.43 demonstram o desempenho obtido e a atuação dos sistemas de freios nestas condições.

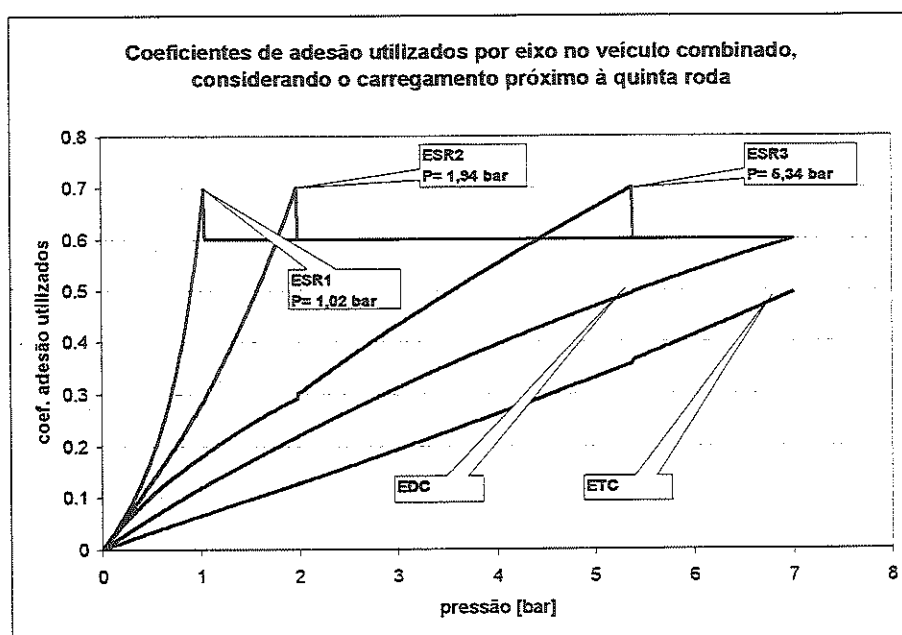


FIGURA 5.38 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do 'passeio do C.G.'

Conforme apresentado no gráfico de coeficientes de adesão utilizados por eixo, verifica-se a perda de estabilidade do semi-reboque quando a pressão atinge 5,34 bar, instante em que ocorre o travamento do terceiro eixo do semi-reboque.

A desaceleração obtida foi de $4,79 \text{ m/s}^2$, eficiência de 69%, percorrendo 36 metros até parar. A ocorrência da perda de estabilidade verificada para o semi-reboque é decorrente da utilização da válvula ALB para controle dos freios da carreta, instalado no eixo traseiro do cavalo-mecânico, sobrecarregado em relação aos eixos da carreta, que recebem alimentação máxima de pressão em seus cilindros de freio devido à utilização do ângulo alfa da válvula auxiliar acima de 20 graus.

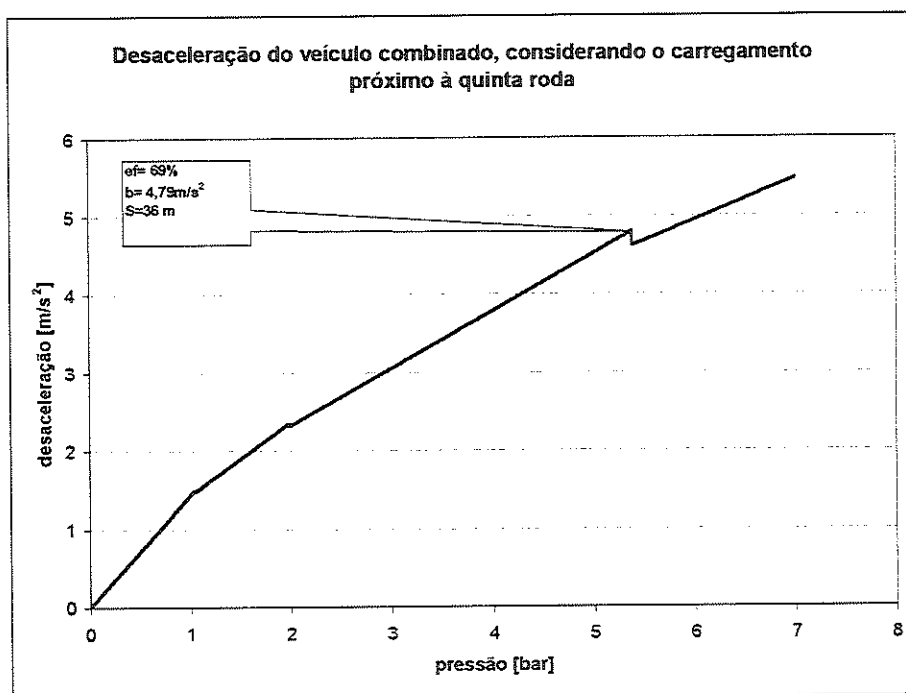


FIGURA 5.39 - Desaceleração do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do 'passeio do C.G.'

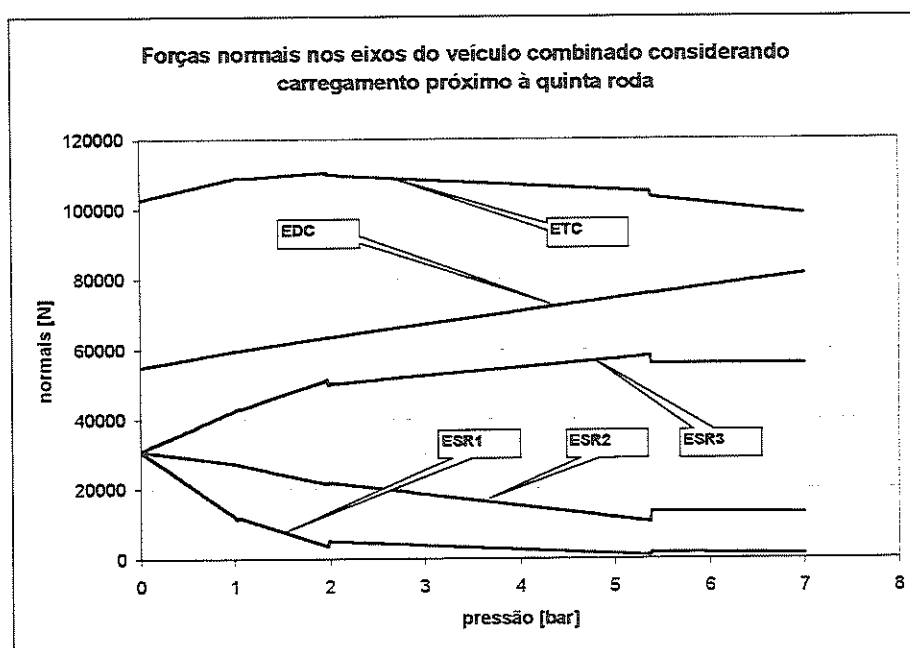


FIGURA 5.40 – Forças normais nos eixos do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do 'passeio do C.G.'

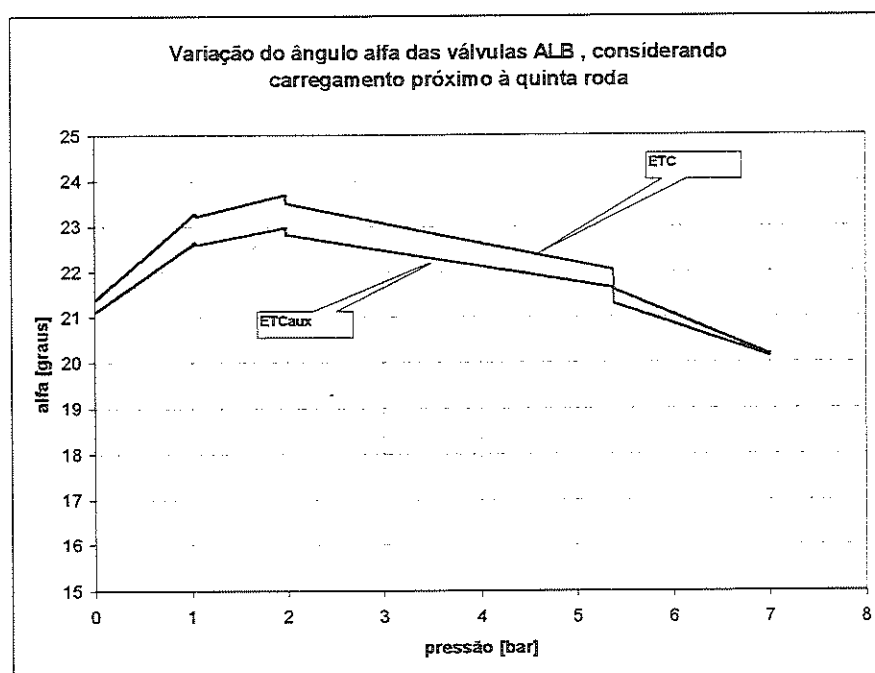


FIGURA 5.41 - Variação dos ângulos alfa das válvulas ALB considerando carregamento na extremidade esquerda do 'passeio do C.G.'

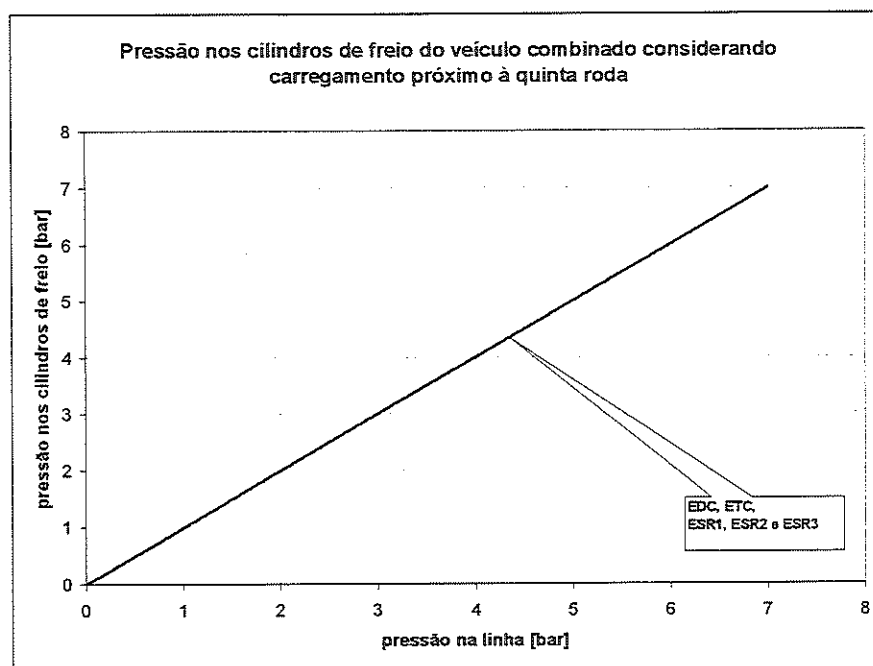


FIGURA 5.42 – Pressão nos cilindros de freio do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do 'passeio do C.G.'

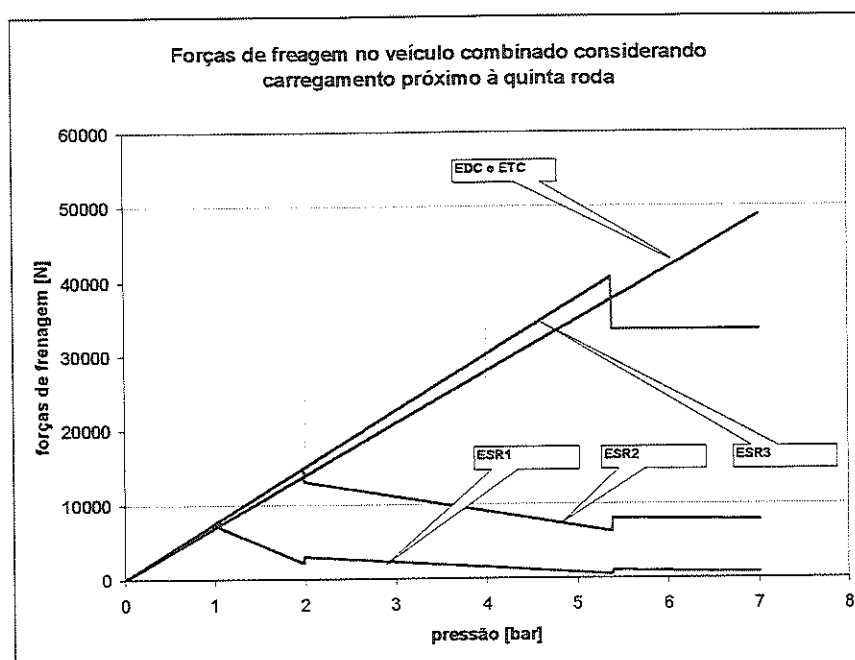


FIGURA 5.43- Forças de frenagem nos eixos do veículo combinado considerando carregamento na extremidade esquerda do 'passeio do C.G.'

A seguir é demonstrado o desempenho do veículo combinado considerando o carregamento distante da quinta roda. De acordo com os dados obtidos por FERNANDES (1994), o peso total, a altura do centro de gravidade e sua distância à quinta roda do FNV Carga Seca, considerando a extremidade direita do 'passeio do centro de gravidade', são respectivamente 25965 Kgf, 1836 mm e 6757 mm. As Figuras 5.44 a 5.49 demonstram o desempenho obtido e a atuação dos sistemas de freios nestas condições.

No gráfico de coeficientes de adesão utilizados por eixo, verifica-se que não há perda de estabilidade do veículo combinado, ocorrendo a perda de dirigibilidade quando a pressão atinge 6,65 bar. No entanto, pôde-se observar um baixo rendimento do sistema nestas condições, devido ao baixo carregamento no eixo traseiro do cavalo-mecânico, o que reduz os valores do ângulo alfa, provendo aos cilindros de freio do semi-reboque pressão menor que a necessária para um bom desempenho.

O gráfico de desaceleração indica os valores obtidos na eminência do travamento do eixo dianteiro do cavalo-mecânico, quando é gerada a perda de dirigibilidade. A máxima eficiência obtida foi de 61%, desaceleração de $4,20 \text{ m/s}^2$, percorrendo 41 metros até parar.

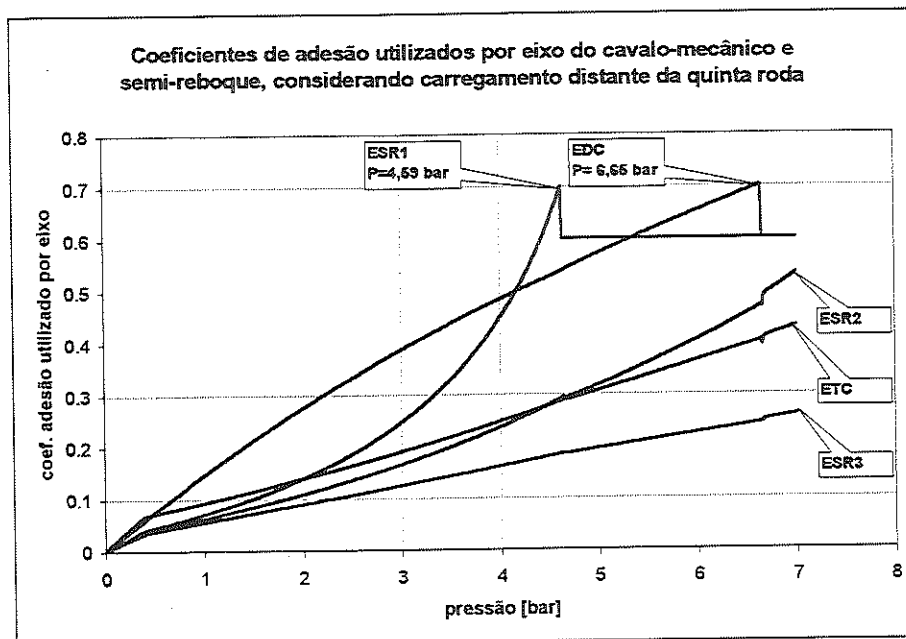


FIGURA 5.44 – Coeficientes de adesão utilizados por eixo no veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’

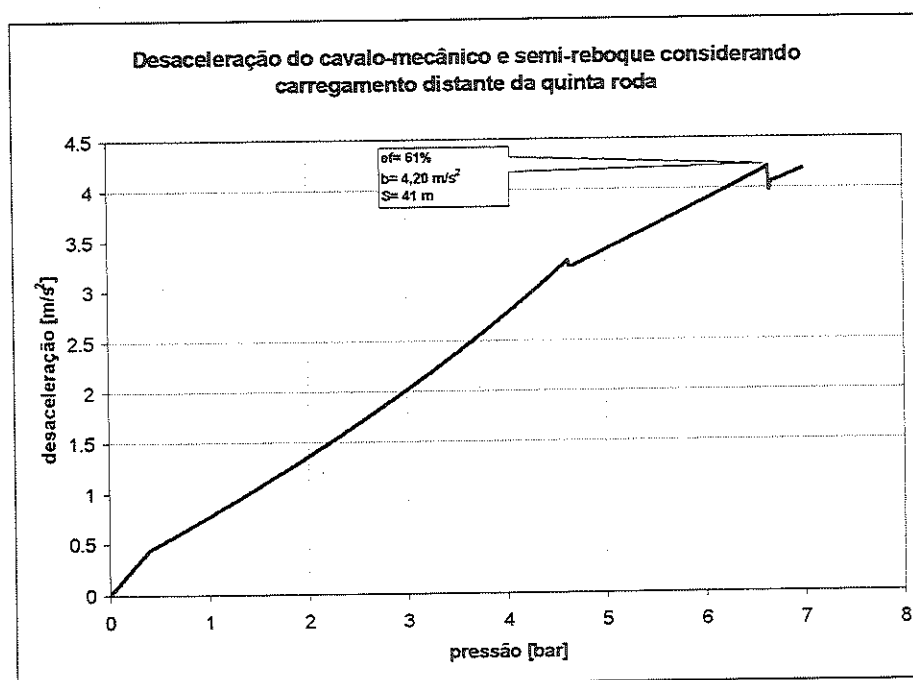


FIGURA 5.45 - Desaceleração do veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’

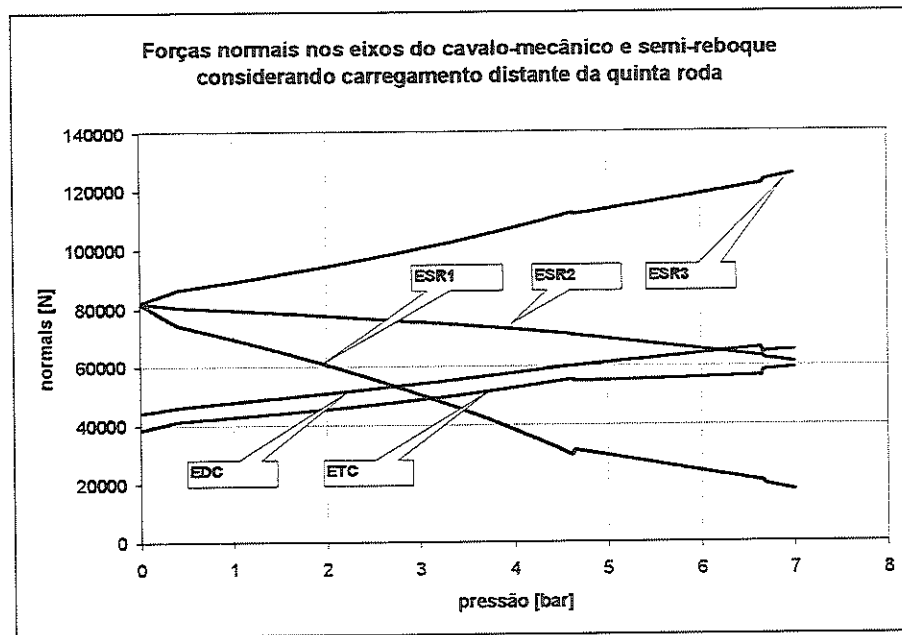


FIGURA 5.46 – Forças normais nos eixos do veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’

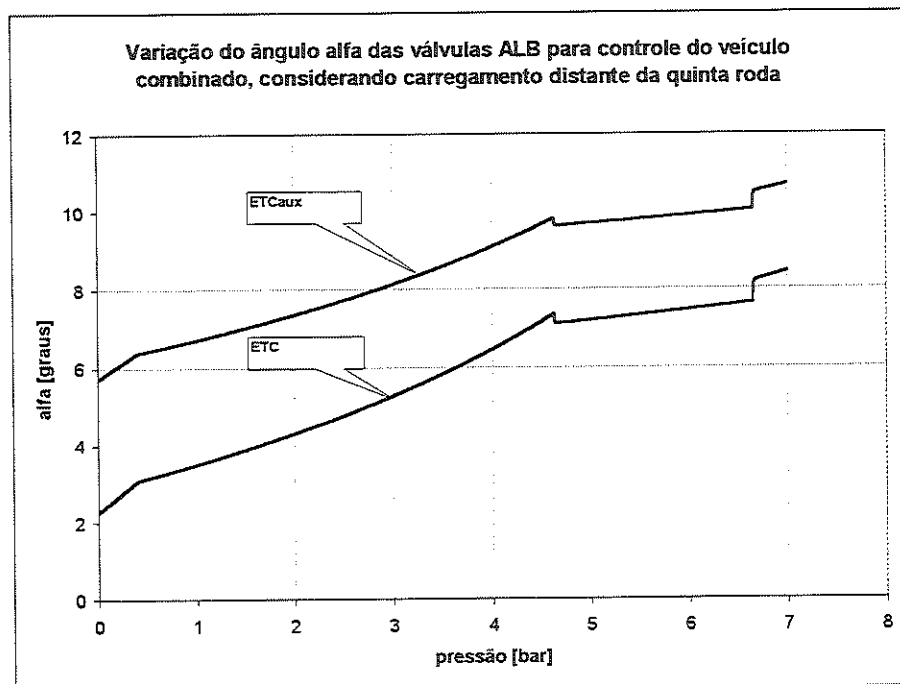


FIGURA 5.47 - Variação dos ângulos alfa das válvulas ALB considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’

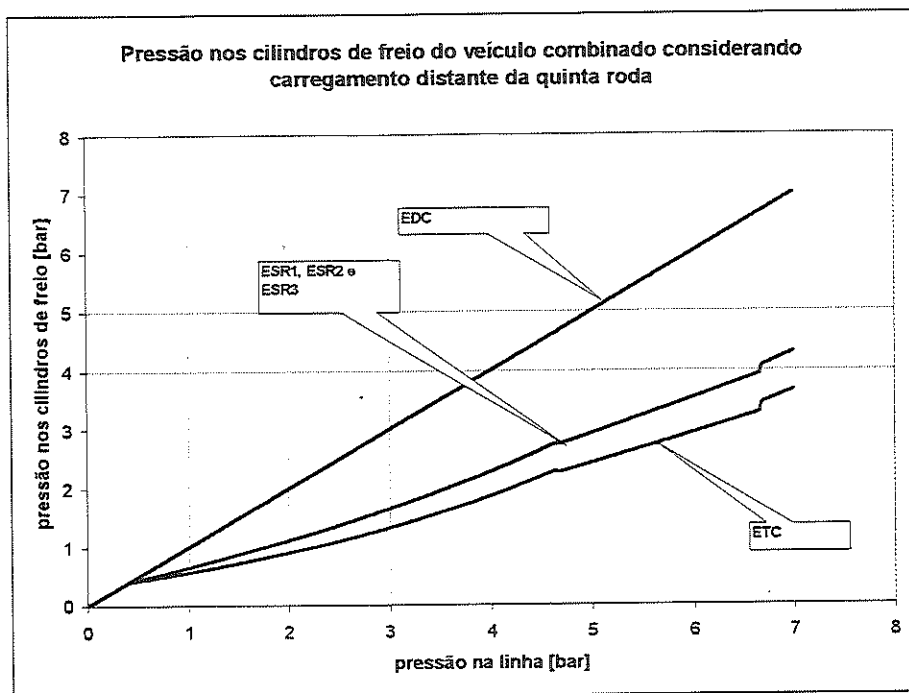


FIGURA 5.48 – Pressão nos cilindros de freio do veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’

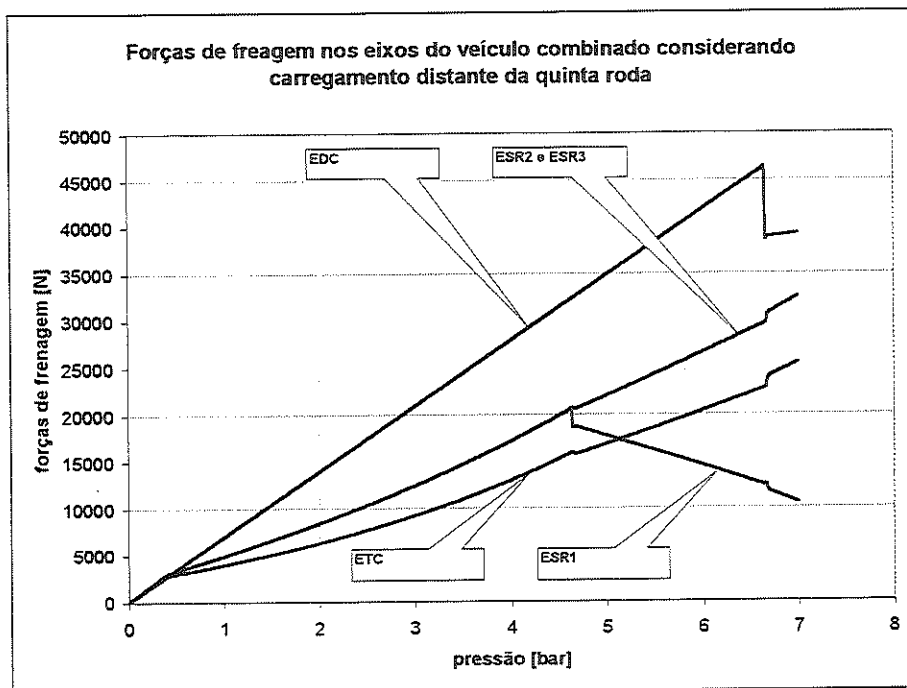


FIGURA 5.49 – Forças de frenagem no veículo combinado considerando carregamento na extremidade direita do ‘passeio do C.G.’

A Tabela 1 apresenta um resumo dos resultados obtidos, indicando as condições de simulação, o desempenho obtido e a verificação quanto às exigências estabelecidas pela ECE-R13, para compatibilidade entre os veículos e seqüência de travamentos dos eixos conforme as curvas de coeficientes de adesão utilizados por eixo.

TABELA 5.1 – Resumo dos resultados

Veículo	condição	válv. ALB	ef. [%]	b [m/s ²]	S [m]	P [bar]	μ_0	ECE T/W	ECE adesão
LS-1941	vazio	sem válv. ALB	65	4,45	38	7	0,7	X	X
LS-1941	vazio	1/4	99,4	6,82	28	7	0,7	X	X
LS-1941	vazio	1/8	83,5	5,74	32	7	0,7	OK	OK
LS-1941 e FNV	vazio	sem válv. ALB	85,7	5,88	31	7	0,7	X	X
LS-1941 e FNV	vazio	2 x 1/8	74	6,14	30	7,5	0,85	OK	OK
LS-1941 e FNV	carreg. max.	sem válv. ALB	66	4,55	38	7	0,7	X	OK
LS-1941 e FNV	carreg. max.	2 x 1/8 (não atuam)	58	4,87	36	7,5	0,85	X	OK
LS-1941 e FNV	próximo da Q.R.	2 x 1/8 (não atuam)	69	4,79	36	7	0,7	X	X
LS-1941 e FNV	distante da Q.R.	2 x 1/8	61	4,20	41	7	0,7	X	OK

Pelo desempenho demonstrado nas condições de carregamento nas extremidades esquerda e direita do ‘passeio do centro de gravidade’ do semi-reboque FNV, fica evidenciado que a utilização da válvula ALB, sensível ao carregamento do eixo traseiro do cavalo-mecânico para controle dos freios do semi-reboque, não é a melhor forma para contribuir à segurança do veículo combinado.

Com o carregamento na extremidade direita, os eixos do semi-reboque apresentam alto carregamento normal, porém, baixa forças de freagem em função da reduzida carga no eixo traseiro do cavalo-mecânico, comprometendo significativamente o desempenho na desaceleração do veículo combinado.

Para a condição de carregamento próximo à quinta roda, o eixo do cavalo-mecânico apresenta altas forças normais, proporcionando máxima força de freagem aos eixos do semi-reboque, não evitando o travamento prematuro de seus eixos devido ao baixo valor de seus carregamentos, comprometendo a estabilidade do veículo combinado.

Na condição de máximo carregamento do semi-reboque, a baixa potência dos freios do FNV Carga Seca, a irregular distribuição das forças normais em seus eixos e a reduzida eficácia do primeiro eixo (para qualquer condição operacional), impossibilitam sua aprovação quanto às exigências estabelecidas pela ECE-R13. Sendo assim, os fabricantes de semi-reboques devem reconsiderar seus projetos, tanto na geometria e utilização dos três eixos, quanto nos sistemas de freios instalados, através do redimensionamento e implantação de controles automáticos sensíveis ao carregamento.

No entanto, as simulações realizadas para o cavalo-mecânico Mercedes-Benz LS-1941 com a válvula ALB de 1/8, acoplado ou não ao semi-reboque FNV, apresentou resultados que permitem sua aprovação pela nova legislação para quaisquer condições operacionais. Contudo, as alterações que devem ser realizadas no semi-reboque modificam as características de distribuição de carregamento nos eixos do cavalo-mecânico, interferindo seu desempenho, principalmente nos valores de T/W, podendo tornar-se incompatível com semi-reboque atualizado. Este assunto é melhor discutido no próximo capítulo.

DISCUSSÃO

A utilização de sistemas computacionais tornou-se imprescindível em todas as áreas de pesquisa, sendo que na Engenharia Mecânica, o desenvolvimento de projetos e testes ou ensaios em produtos ou inovações realizadas, são otimizadas através de programas computacionais, reduzindo tempo e custo.

Com o programa desenvolvido neste trabalho, não só o desempenho do sistema de freios de serviço e a freagem do veículo, mas também todas as forças e momentos que atuam na suspensão do semi-reboque, podem ser obtidas. Trata-se de uma ferramenta para a determinação dos esforços aplicados em vários componentes do veículo e no contato de seus pneumáticos com o pavimento durante a freagem, com as características do veículo, sistemas de freios e condições de ensaio determinados pelo usuário.

Os resultados obtidos são um exemplo da utilização do programa para determinação do desempenho na freagem do veículo combinado exemplo, extensivamente pesquisado por vários autores, podendo ser aferido indiretamente através de resultados obtidos anteriormente, onde foram feitas comparações teórico-experimentais, permitindo conclusões de sua confiabilidade.

Comparações entre os resultados obtidos por FERNANDES (1994) e os valores obtidos neste trabalho, mostraram igualdade quando considerado a freagem do cavalo-mecânico LS-1941 nas condições atuais sem o semi-reboque. Porém, para o veículo combinado, as comparações apresentaram grande disparidade.

O modelo matemático adotado por FERNANDES (1994) não considera a deflexão da suspensão, nem a transferência de carga dinâmica das massas não suspensas do semi-reboque, concentrando-as no centro de gravidade da carreta. Também as forças nos pneumáticos dos três eixos são concentradas em um ponto, central entre o primeiro e terceiro

eixo, ou seja, devido à simetria, aplicadas no contato dos pneumáticos do segundo eixo com o pavimento, gerando a diferença entre os resultados para o veículo combinado.

Esta diferença gerou também uma discordância em relação às conclusões obtidas por CANALE; FERNANDES & ADAS (1997), para a freagem do veículo combinado totalmente carregado, o qual é comparado e considerado satisfeito os requisitos da ECE-R13, quanto à compatibilidade do semi-reboque a plena carga com o cavalo-mecânico. Esta é justamente a condição não satisfeita neste estudo quanto ao requisito europeu.

Os valores obtidos individualmente nos eixos do semi-reboque permitem conclusões sobre o desempenho dos freios e dos esforços aplicados nos pneumáticos com maior grau de precisão. As curvas obtidas, apresentadas no capítulo de resultados, foram comparadas aos desempenhos típicos demonstrados por LIMPERT (1992), com grande proximidade, validando o programa computacional desenvolvido que utiliza o mesmo modelo matemático.

Quanto aos resultados obtidos para o veículo exemplo, foi verificado a grande diferença nos desempenhos do cavalo-semi-reboque entre as condições vazio e plena carga, apresentando grandes variações dos carregamentos verticais em seus eixos, que nas condições atuais, recebem a mesma pressão em seus cilindros de freio, produzindo alto torque de freagem em suas rodas para o veículo vazio, gerando travamentos prematuros, perda de estabilidade, baixa eficiência e alta sensibilidade no pedal de freios de serviço para o semi-reboque em ordem de marcha e para o cavalo sem o semi-reboque.

Para a determinação dos sistemas de freios deste modelo de veículo, a variação das forças normais desenvolvida nos seus eixos durante a desaceleração, são a principal referência para avaliação da potência dos freios instalados, devendo ser evitado a ocorrência de perda de estabilidade tanto do cavalo-mecânico quanto do semi-reboque em qualquer condição operacional.

A potência dos freios instaladas no eixo dianteiro do veículo analisado, pode ser adotado como ponto de partida para o dimensionamento de todo o sistema de freios do veículo, com o devido cuidado de manter as curvas de adesão de pelo menos um dos eixos



do semi-reboque e do eixo traseiro do cavalo-mecânico, abaixo da curva de adesão do eixo dianteiro para a condição vazio e totalmente carregado, conforme exigido pela ECE-R13.

Além da seqüência de travamentos dos eixos, foi visto também que a sensibilidade do sistema deve ser regular, para qualquer condição de carregamento do veículo, ou seja, a diferença do peso total do veículo combinado vazio (14795 Kgf) e carregado (41500 Kgf) deve ser refletida nas forças de freagem gerada nos pneumáticos.

Conforme os resultados apresentados, a utilização das válvulas ALB, sensível ao carregamento para modulação automática das forças de freagem, torna-se componente imprescindível para redução da potência dos freios para os carregamentos intermediários e vazio, controlando principalmente os freios dos eixos que devem ter seus travamentos evitados, controlando a sensibilidade do sistema de freios de serviço e estabilidade do veículo combinado.

Para a escolha da válvula ALB, o fator de redução mínima da pressão total é o principal parâmetro. Para os veículos de menor diferença entre as condições vazio e carregamento máximo, adota-se a válvula de menor redução. Como foi visto, a válvula de 1/4 não foi suficiente para reduzir as forças de freagem do veículo exemplo vazio, devido à grande diferença com a condição de carregamento máximo, porém, com a válvula de 1/8, obteve-se o desempenho exigido pela ECE-R13 para o veículo em ordem de marcha. Portanto, deve-se observar limites de pressão da válvula ALB e as condições operacionais do veículo para escolha do seu modelo.

Para a calibração da válvula ALB, deve-se adotar o seguinte critério: cálculo da pressão requerida para os freios controlados com o veículo vazio e determinação do ângulo alfa correspondente e obtenção da normal "mínima", não sendo necessariamente o mínimo carregamento; cálculo do carregamento no eixo de instalação para o qual é requerida a máxima pressão nos cilindros de freio controlados (relação de 1/1 em relação a pressão total no circuito de freios de serviço), ou seja, determina-se a normal "máxima", não sendo necessariamente o máximo carregamento. Com posse destes dados, torna-se possível calibrar a válvula para obtenção do desempenho desejado.

Para instalação da válvula ALB, posiciona-se sua alavanca de conexão com a suspensão de acordo com o ângulo alfa calculado para o veículo vazio. A partir do valor da

deflexão da suspensão em milímetros, entre o carregamento determinado para a normal “máxima” e carregamento no eixo do veículo vazio, determinado-se o comprimento da alavanca de conexão entre suspensão e válvula através do ábaco contido no panfleto técnico do fabricante da válvula ALB, onde estão especificados a forma de instalação e manutenção da válvula.

Com o desempenho obtido para o veículo exemplo com a utilização das válvulas ALB, somente a condição de carregamento máximo do semi-reboque não satisfaz as exigências da legislação europeia quanto à compatibilidade entre os veículos. Para sua adequação, seus eixos devem ser deslocados para a extremidade traseira da carreta, reduzindo os valores de seus carregamentos normais, além de aumentar a potência instalada em seus freios, conseqüentemente, haverá aumento nos valores de T/W do semi-reboque, deslocando sua curva conforme os parâmetros estabelecidos pela ECE-R13.

Porém, com o afastamento dos eixos do semi-reboque, as forças normais geradas pelo carregamento do veículo serão deslocadas para os eixos do cavalo-mecânico, ocorrendo em redução nas suas curvas de T/W, devendo ser corrigidas com o aumento da potência também nos freios do cavalo-mecânico, permitindo a compatibilidade entre os dois veículos, portanto, tanto os fabricantes de semi-reboques, quanto os de cavalos-mecânicos, deverão reformular seus projetos para satisfazer a nova legislação.

Através dos resultados obtidos com a utilização da válvula ALB, instalada no eixo traseiro do cavalo-mecânico para controle dos freios do semi-reboque, indicam que esta configuração pode ser a maneira mais simples para satisfazer a nova legislação, verificada para o veículo vazio e em plena carga, porém, não é a melhor forma para garantir a segurança do veículo combinado, considerando as outras condições de carregamento demonstradas, implicando em maior restrição do fabricante quanto as formas de carregamento da carreta, exigindo maior regularidade na distribuição da carga sobre a plataforma do semi-reboque, restringindo a área do diagrama do ‘passeio do centro de gravidade’.

7. CONCLUSÕES

Conforme estudos realizados na desaceleração do veículo exemplo, em trecho retilíneo com a aplicação dos freios de serviço, através do programa computacional desenvolvido para obtenção do desempenho da freagem, demonstrou-se que a sua utilização permite grande auxílio ao projetista no desenvolvimento de sistemas de freios do cavalo-mecânico e semi-reboque, possibilitando simular sua aplicação conforme as características e condições operacionais e freios instalados, permitindo ainda a implantação das válvulas ALB para controle dos freios de serviço.

Trata-se, portanto, de importante ferramenta para o projetista de sistemas de freios na adaptação dos veículos comerciais brasileiros à nova legislação, que deverá ser instituída nos países de livre comércio da América do Sul.

A nova legislação, baseada na norma européia, estabelece limites de desempenho dos freios de serviço que garantam a seqüência mais segura de escorregamentos dos pneumáticos de cada eixo, além de regularidade na aplicação dos freios de serviço através da válvula pedal, para quaisquer condições operacionais do veículo combinado, permitindo mínima disparidade na sensibilidade dos freios para o veículo vazio e totalmente carregado.

Como a potência dos sistemas de freios instalados devem ser função do carregamento nos eixos do veículo, a condição de máximo carregamento torna-se a situação de maior solicitação dos freios, que devem permitir segurança e eficiência na sua aplicação,

possibilitando a obtenção da mínima desaceleração exigida. Para que seja obtido o mesmo desempenho na condição vazio, carregamentos intermediários ou cavalo-mecânico sem o semi-reboque, deve-se reduzir a potência dos freios instalados, permitindo a regularidade na sua aplicação.

A válvula ALB torna-se importante componente dos sistemas de freios, pois reduz automaticamente a pressão liberada aos cilindros de freios, conforme a redução ou não utilização de carregamentos, o que permite a regularidade na sensibilidade dos freios de serviço, controlando também a seqüência de travamentos.

A ocorrência de acidentes envolvendo estes veículos é muitas vezes relacionada ao travamento dos eixos durante a utilização dos freios de serviço, podendo gerar a perda de dirigibilidade através do escorregamento do eixo dianteiro, ou perda de estabilidade através do bloqueio total de todos os eixos do semi-reboque ou do(s) eixo(s) traseiro(s) do cavalo-mecânico.

De acordo com os resultados obtidos, o carregamento do semi-reboque é distribuído, em sua maior parte, nos eixos da carreta e eixo traseiro do cavalo-mecânico, devido sua maior proximidade à quinta roda, verificando baixa variação dos carregamentos normais no eixo dianteiro do cavalo-mecânico nas condições vazio e totalmente carregado do veículo combinado. Desta forma, comprovou-se a não necessidade de instalação da válvula ALB no eixo dianteiro para o veículo exemplo, sendo necessárias para controle dos outros eixos devido à grande variação das forças normais. Portanto, o carregamento do eixo dianteiro é a principal referência para o dimensionamento dos freios deste veículo.

As válvulas ALB atuam como limitadoras de pressão nas condições de baixa solicitação dos freios, adequando este sistema também para as condições de baixo carregamento, reduzindo a potência dos freios nos eixos do semi-reboque e eixo traseiro do cavalo-mecânico, reduzindo as possibilidades de seus travamento, evitando o *jackknife* (acidentes) e regularizando a sensibilidade dos freios.

Como o desempenho da freagem está associada ao travamento dos eixos, a perda de dirigibilidade ou de estabilidade implica em perda total de eficiência. A válvula ALB permite então o aumento da eficiência através do retardamento do bloqueio total dos eixos controlados, ou seja, melhoram o desempenho da freagem para o veículo combinado

vazio e carregamentos intermediários, limitando a pressão de seus freios também para valores intermediários de coeficientes de adesão, reduzindo a sensibilidade dos freios de serviço e controlando a seqüência de travamentos conforme as exigências da nova legislação.

No entanto, conforme os resultados obtidos na condição de máximo carregamento do veículo exemplo, pouco pode-se fazer para melhorar seu desempenho na freagem através de alterações do sistema de freios de serviço. Desta forma, os fabricantes de semi-reboque devem atualizar seus veículos através da melhor distribuição de carregamento nos eixos, deslocando-os à extremidade traseira da carreta e instituindo os sistema de controle automático sensível ao carregamento para modulação das forças de freagem. Desta forma, haverá aumento do carregamento na quinta roda e, conseqüentemente, aumento no carregamento do eixo traseiro do cavalo-mecânico.

Como foi visto, a nova legislação estabelece limites de desempenho dos sistemas de freios para permitir a compatibilidade entre cavalo-mecânico e semi-reboque. Com o afastamento dos eixos da carreta e conseqüente redução de seus carregamentos, não será mais necessário a utilização de três eixos no semi-reboque. O aumento do carregamento do eixo traseiro do rebocador, pode implicar na introdução de mais um eixo traseiro do cavalo-mecânico. Portanto, não só os freios mas como todo o veículo deverá apresentar maior semelhança em relação aos veículos da comunidade européia.

Como na Europa grande parte dos semi-reboques utilizam dois eixos na extremidade traseira da carreta, seus cavalos-mecânicos podem ser acoplados em qualquer destes semi-reboques, pois as cargas possuem distribuição equilibrada entre quinta roda e eixos do semi-reboque, permitindo a compatibilidade entre os dois veículos para qualquer modelo de carreta com esta configuração.

Portanto, os fabricantes brasileiros tanto de semi-reboques como de cavalos-mecânicos devem modernizar seus veículos e instituir a válvula ALB, ou sistemas semelhantes que garantam maior segurança de seus produtos. A utilização da válvula ALB, além de prevenir os travamentos, permite ainda a regularidade na aplicação dos freios a um custo inferior aos do sistemas ABS, que asseguram o não travamento dos eixos mas de pouca influência na sensibilidade, ou seja, seu uso exclusivo não garante a compatibilidade entre cavalo-mecânico e semi-reboque, conforme os diagramas de T/W. O ideal é a combinação

dos dois sistemas, mas o uso exclusivo das válvulas ALB pode ser suficiente para satisfazer os requisitos exigidos, com pequenas alterações no caso do veículo exemplo.

Quanto à 'cultura' de operação dos freios dos motoristas, não haverá alterações, pois não modifica-se a seqüência de freagem dos veículos com a utilização da válvula ALB. Como proposta de trabalhos futuros, os ensaios de campo com a utilização das válvulas ALB no veículo exemplo com pequenas alterações, além de estudos de sua aplicação em outros modelos de veículos comerciais, como nos transportadores de cana-de-açúcar, podem ser de grande importância.

As estatísticas apontam um número de mortes anualmente no Brasil em torno de 60 mil pessoas decorrentes de acidentes de trânsito, e certamente, o *jackknife* é responsável por parte deste número, ou seja, os fabricantes dos veículos, tendo a sua disposição a tecnologia que o evite, devem-se comprometer em não só aumentar a capacidade de carga de seus veículos, mas permitir-lhes a máxima segurança.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ADAMS, W.J.P.; SPENCE, D.R. (1976). *Practical aspects of testing anti-lock systems on commercial vehicles*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.33.
- ADAS, C.A.; FONSECA, B.J.; FERNANDES, D.F.; CANALE, A.C. (1995). *A study of the braking performance of heavy trucks using the static equilibrium or centre of gravity range technique*. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 4, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 952213.
- ADAS, C.A.; FONSECA, B.J.; FERNANDES, D.F.; CANALE, A.C. (1995). *A study of the influence of the brake force distribution on the directional stability of heavy vehicles during the braking process*. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 4, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 952213.
- BOSCH. (1993). *Automotive handbook* 3.ed. Stuttgart, Germany, S.A.E.
- BURRIDGE, G. (1976). *Some significant development in air brake system components*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.34.
- CANALE, A.C. (1989). *Automobilística dinâmica e desempenho*. São Paulo, Érica
- CANALE, A.C.; FERNANDES, D.L.G.; PERSEGUIN, O.T. (1995). *Obtenção das forças que ocorrem nos eixos e na suspensão de um veículo combinado articulado*. In: CONGRSSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2., Belo Horizonte, COBEM.

- CANALE, A.C.; FONSECA, B.J.; ADAS, C.A.; FERNANDES, D.L.G. (1995). *A description of a computer system for the study of brake performance of heavy trucks*. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 4, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 952214.
- CANALE, A.C.; RUFINO, R.T. (1992). *A study of the braking performance of road vehicles using the static equilibrium or centre of gravity range technique*. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 4, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 921438.
- CANALE, A.C.; RUFINO, R.T. (1993). *Study of the dynamic on the axle and wheels of automobile using the static equilibrium or centre of gravity range of the vehicles*. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 2, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 931648.
- DAY, A.J.; HARDING, P.R.J. (1983). *Performance variation of cam operated drum brakes*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.197, n.10.
- DORION, S.L.; PICKARD, J.G.; VESPA, S. (1989). *Are anti-jackknife devices feasible?* Automotive Engineering, v.97, n.11, Nov.
- ELGESKOG, E.; BRODD, S. (1976). *The influence of wheel slip control dynamics on vehicle stability during braking and steering*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.28
- FANCHER, P.S.; MACADAM, C.C. (1976). *Computer analyses of antilock system performance in the braking of commercial vehicles*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.32.
- FANCHER JR., P.S.; MATHEW, A. (1989). *Performance factors for heavy trucks*. Automotive Engineering, v.97, n.11, Nov.
- FARIA, S.C.; CANALE, A.C. (1997). *Estudo termodinâmico do sistemas de freios*. In: CONGRESSO IBERO AMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 3. Havana, Cuba, 1997. CIDIM.
- FERNANDES, D.L.G.; CANALE, A.C.; ADAS, C.A. (1997). *Performance, distribution of braking and compatibility of heavy vehicles during the braking process including ECE-R13 requirements*. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 6, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 973045.
- FERNANDES, D.L.G. (1994). *Estudo da freagem de autoveículos rodoviários articulados pesados*. São Carlos, 1994. 153p. Dissertação (Mestrado) – Escola de engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- FREIOS KNOOR. (1988). *Apostila técnica de instrução*. São Paulo, Freios Knorr. (Publicação n.CK 10/8601)

- GILLESPIE, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. 2.ed. Warrendale, U.S.A. S.A.E.
- HALES, F.D. (1976). *Lateral stability of commercial road vehicle trains under braking conditions*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineers. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n23.
- IWASAKI, T. et al. (1990). *Development of 4-wheel-control ABS for trucks and buses with air-over-hydraulic braking system*. JSAE Review, v.11, n.3, July.
- KARCZEWSKI, J. (1992). *Evolution in braking*. Automotive Engineering, v. 100, n 8, Aug.
- KNORR-BREMSE. *Load sensing valve BR44..: for mechanical suspension*. Bristol, KNORR-BREMSE. (Technical pamphlet).
- KRAMER, D.; ROPER, D.; TRACHMAN, E. (1987). *Drive axle antilock improves truck braking stability*. Automotive Engineering, v.95, n.11, Nov.
- LIMPERT, R. (1992). *Braking design and safety*. Warrendale, U.S.A, S.A.E.
- LOMBRILLER, S.F.; CANALE, A.C. (1997). *The effect of the temperature on the emergency braking of road vehicles*. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 6, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 973054.
- McLEAN, D.; NEWCOMB, T.P.; SPURR, R.T. (1976). *Simulation of driver behaviour during braking*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.32.
- MORTIMER, R.G. (1976). *Implications of some characteristics of drivers for brake system performance*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.40.
- NIEMANN, G. (1971). *Elementos de máquina*. 6.ed. São Paulo, Edgard Blücher Ltda.
- OPPENHEIMER, P. (1988). *Computer aided stops*. Automotive Engineering, v.96, n.8, Aug.
- OTTO, E.; (1976). *Air braking systems with increased pressure*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.76.

WILLIAMS, A.R. et al. (1976). *The tire/road interface – its effect on braking*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n25.

WILLIAMS, T. (1976). *Wet friction: tire and road*. Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science, v.191, n.29.