Campus de São Carlos

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE
FRENAGEM DE UM ÔNIBUS
BIARTICULADO**

ALEXANDRE AUGUSTO BROSSI

Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Canale

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

**ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS**

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

ESTUDO DO DESEMPENHO DE FRENAGEM
DE UM ÔNIBUS BIARTICULADO

Alexandre Augusto Brossi

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 - São Paulo

2002

Serviço de Pós-Graduação EESC/USP

EXEMPLAR REVISADO

Data de entrada no Serviço: 07.10.1.03

Ass:.....*[Assinatura]*.....

DEDALUS - Acervo - EESC

31100037152

✓

Class.	TESE
Cutt.	0972
Tombo	T022103
Sysno	1296438

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

B874e Brossi, Alexandre Augusto
Estudo do desempenho de frenagem de um ônibus
biarticulado / Alexandre Augusto Brossi. -- São
Carlos, 2002.

Dissertação (Mestrado) -- Escola de Engenharia de
São Carlos-Universidade de São Paulo, 2002.
Área: Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Dr. Antônio Carlos Canale.

1. Ônibus. 2. Biarticulado. 3. Desempenho.
4. Frenagem. I. Título.

EXEMPLAR RESERVADO

SEÇÃO DE INFORMAÇÃO E BIBLIOTECA

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **ALEXANDRE AUGUSTO BROSSI**

Dissertação defendida e julgada em 30-09-2002 perante a Comissão Julgadora:

Prof. Dr. **ANTONIO CARLOS CANALE** (Orientador)
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

aprovado

Prof. Tit. **JOÃO ALEXANDRE WIDMER**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

aprovado

Engenheiro **DARWIN AMARAL VIEGAS NETO**
(Volvo do Brasil Veículos Ltda)

APROVADO

Prof. Associado **ARTHUR JOSÉ VIEIRA PORTO**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica

Profa. Assoc. **MARIA DO CARMO CALIJURI**
Presidente da Comissão de Pós-Graduação

Dedico este trabalho...

...A DEUS e aos meus pais João
Antonio Brossi e Maria de
Lourdes Farinha Brossi.

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, apoio e orientação.

A CAPES pela bolsa de estudos concedida.

Ao Eng. Bráulio Junqueira da Fonseca e demais engenheiros do departamento de Engenharia da Knorr Bremse pelo suporte, apoio e material técnico fornecido para realização deste trabalho.

Aos engenheiros da VOLVO André Luis Mendes Marques, Darwin Amaral Viegas e Moacir Eugênio da Silva pela ajuda durante a execução deste trabalho.

A todos os colegas, professores e funcionários do Departamento de Materiais, Aeronaves e Automobilística pela cooperação.

Aos meus pais João Antonio Brossi e Maria de Lourdes F. Brossi e meus irmãos André Ricardo Brossi e Luis Fernando Brossi pelo companheirismo e amizade.

SUMÁRIO

SUMÁRIO	III
LISTA DE FIGURAS.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS.....	IX
LISTA DE TABELAS.....	XVI
RESUMO	XVII
ABSTRACT.....	XVIII
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REFERENCIAL TEÓRICO	6
2.1 Sistema de freio	6
2.2 Freio.....	8
2.2.1 Freio a Disco	10
2.2.2 Freio a Tambor	12
2.2.3 Comparação entre freio a disco e a tambor.....	17
2.2.4 Fator de freio	19
2.2.5 Material do freio	22
2.3 Fontes e transmissão de energia	24
2.4 Forças de resistência ao movimento.....	26
2.4.1 Resistência ao rolamento	28
2.4.2 Esforços aerodinâmicos	29
2.4.3 Resistência de inércia.....	30
2.4.4 Efeitos da inclinação do solo.....	31

x	2.5 Análise da estabilidade direcional na frenagem	32
	2.6. Dinâmica pneumático-pavimento.....	36
	2.7 Distribuição das forças entre os eixos	39
x	2.8 ABS (Anti lock Brake Systems).....	42
x	2.9 Eficiência do sistema de freios.....	46
	2.10 Efeitos da temperatura na frenagem	49
	2.11 Tempo de reação do motorista	52
x	2.12 Tempo de resposta do sistema de freios	53
x	2.13 Análise da distância de parada	55
	2.14 Rampa Máxima.....	57
	2.15 Passeio do centro de gravidade.....	58
	2.16 Classificação do ônibus biarticulado segundo a Norma ECE-R13.	61
	3. MODELO MATEMÁTICO E SISTEMA COMPUTACIONAL.....	63
	3.1 Hipóteses adotadas	63
	3.2 Modelo Matemático.....	66
	3.3 Programa Computacional.....	76
	4. INFLUÊNCIA DO CENTRO DE GRAVIDADE NO DESEMPENHO DE FRENAGEM.....	81
	5 - RESULTADOS	91
	5.1. Características do veículo	92
	5.2. Desempenho do ônibus biarticulado exemplo.	96
	6. CONCLUSÕES	124
	7. APÊNDICE.....	127
	8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	129

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Freio a disco e a tambor; KNORR BREMSE (2001).....	8
Figura 2.2 – Freio a disco; VOLKSWAGEN do Brasil (1998).....	10
Figura 2.3 – Pinças flutuante e fixa; BOSCH (1993).....	12
Figura 2.4 – Freio a tambor; VOLKSWAGEN do Brasil (1998).....	13
Figura 2.5 – Freios a tambor; LIMPert (1992).....	14
Figura 2.6 – Freio por came S com alavanca ajustadora; LIMPert (1992).....	16
Figura 2.7 – Forças atuando nas lonas do feio a tambor.....	19
Figura 2.8 – Fator de freio; LIMPert (1992).....	20
Figura 2.9 – Forças laterais no veículo quando um dos eixos trava; LIMPert (1992).....	33
Figura 2.10 – Deformação da banda de rodagem; MADUREIRA (2001).....	37
Figura 2.11 – Relação entre Força Frenagem ideal e atual; OPPENHEIMER (1988).....	41
Figura 2.12 – Coeficiente de adesão X escorregamento; OPPENHEIMER (1988).....	44

Figura 2.13 – Probabilidade de travamento das rodas; GILLESPIE (1992).....	48
Figura 2.14 – Tempo de resposta do sistema de freio; LIMPET (1992).....	54
Figura 2.15 – Análise da distância de parada; LIMPET (1992).....	56
Figura 2.16 – Variação do C.G. na longitudinal; FERNANDES (1994).....	60
Figura 2.17 – Variação do C.G. na altura; FERNANDES (1994).....	61
Figura 3.1 – Forças atuando no freio a tambor e na roda do ônibus.....	67
Figura 3.2 – Geometria do ônibus biarticulado.....	72
Figura 3.3 – Diagrama de blocos do programa computacional.....	77
Figura 3.4 – Seqüência de cálculo do programa computacional.....	78
Figura 4.1 – Passeio do centro de gravidade na longitudinal do cavalo mecânico.....	85
Figura 4.2 – Passeio do centro de gravidade na longitudinal do primeiro semi-reboque.....	88
Figura 4.3 – Passeio do centro de gravidade na longitudinal do segundo semi-reboque.....	89
Figura 5.1 – Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus carregado.....	98
Figura 5.2 – Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus descarregado.....	98
Figura 5.3 – Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus carregado.....	100
Figura 5.4 – Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus descarregado.....	100
Figura 5.5 – Distribuição das forças verticais nos eixos do ônibus carregado.....	102

Figura 5.6 – Distribuição das forças verticais nos eixos do ônibus descarregado....	102
Figura 5.7 – Distribuição (em porcentagem) das forças de frenagem nos eixos do ônibus biarticulado.....	103
Figura 5.8 – Distribuição (em porcentagem) das forças verticais nos eixos do ônibus biarticulado carregado.....	105
Figura 5.9 – Distribuição (em porcentagem) das forças verticais nos eixos do ônibus biarticulado descarregado.....	105
Figura 5.10 – Relação entre desaceleração e coeficiente de adesão requerido por eixo do ônibus carregado.....	107
Figura 5.11 – Relação entre desaceleração e coeficiente de adesão requerido por eixo do ônibus descarregado.....	108
Figura 5.12 – Distribuição das forças de frenagem nos eixos do ônibus biarticulado	110
Figura 5.13 – Relação entre pressão e coeficiente de adesão requerido para o ônibus carregado.....	111
Figura 5.14 – Relação entre pressão e coeficiente de adesão requerido para o ônibus descarregado.....	111
Figura 5.15 – Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus carregado.....	113
Figura 5.16 – Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus descarregado...	113
Figura 5.17 - Relação entre pressão e força vertical para o ônibus biarticulado carregado.....	115
Figura 5.18 - Relação entre pressão e força vertical para o ônibus biarticulado descarregado.....	115

Figura 5.19 - Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus carregado.....	116
Figura 5.20 - Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus descarregado....	116
Figura 5.21 - Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus carregado.....	120
Figura 5.22 - Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus descarregado....	120
Figura 5.23 - Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus carregado.....	121
Figura 5.24 - Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus descarregado.....	121
Figura 5.25 - Relação entre pressão e força vertical para o ônibus carregado.....	122
Figura 5.26 - Relação entre pressão e força vertical para o ônibus descarregado....	122
Figura 5.27 - Relação entre desaceleração e adesão requerida para o ônibus carregado.....	123
Figura 5.28 - Relação entre desaceleração e adesão requerida para o ônibus descarregado.....	123

LISTA DE SÍMBOLOS

ρ	- é a densidade do ar.	[Kg/m ³]
α	- é o ângulo de escorregamento formado entre o eixo longitudinal do veículo e a direção na qual o centro de gravidade está se movendo.	[⁰]
θ	- é o ângulo de inclinação da pista.	[⁰]
η	- é o rendimento do freio utilizado.	[-]
μ_0	- é o coeficiente de atrito dinâmico entre o pavimento e o pneumático.	[-]
γ_b	- é o fator que indica a influência das partes rotativas do veículo.	[-]
μ_s	- é o coeficiente de atrito estático entre o pavimento e o pneumático.	[-]
A	- é a área interna do tambor.	[m ²]
A_f	- é a área frontal do veículo.	[m ²]
B	- é a desaceleração do veículo.	[m/s ²]
B_1	- é a força de frenagem no eixo dianteiro do cavalo mecânico.	[N]
B_2	- é a força de frenagem no eixo traseiro do cavalo mecânico.	[N]
B_3	- é a força de frenagem no eixo do primeiro semi-reboque.	[N]

B_4	- é a força de frenagem no eixo do segundo semi-reboque.	[N]
C_D	- é o coeficiente aerodinâmico de arrasto.	[-]
E	- é o raio do came S.	[m]
E_{fic}	- é a eficiência do sistema de freio.	[-]
F_x	- é a força de inércia que atua em um veículo em movimento.	[N]
F	- é o coeficiente de resistência ao rolamento.	[-]
F_1	- força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro do cavalo mecânico.	[N]
F_2	- é a força de resistência ao rolamento no eixo traseiro do cavalo mecânico.	[N]
F_3	- é a força de resistência ao rolamento no eixo do primeiro semi-reboque.	[N]
F_4	- é a força de resistência ao rolamento no eixo do segundo semi-reboque.	[N]
F_c	- é a força produzida pelo cilindro de freio.	[N]
F_{res}	- é a força resultante em todo o veículo.	[N]
F_t	- é a força de atrito entre a lona e o tambor.	[N]
F_y	- é a força lateral que atua em um veículo em movimento.	[N]
g	- é a aceleração da gravidade.	[m/s ²]
h_1	- é a altura do CG do cavalo mecânico.	[m]
H_1	- é a força horizontal no engate do cavalo mecânico com o primeiro semi-reboque.	[N]

h_2	- é a altura do CG do primeiro semi-reboque.	[m]
H_2	- é a força horizontal no engate do primeiro semi-reboque com o segundo semi-reboque.	[N]
h_3	- é a altura do CG do segundo semi-reboque.	[m]
K	- é o fator de freio.	[-]
L_1	- é a distância entre eixos do cavalo mecânico.	[m]
L_2	- é a distância entre a primeira quinta roda e o eixo do primeiro semi-reboque.	[m]
L_3	- é a distância entre a segunda quinta roda e o eixo do segundo semi-reboque.	[m]
L_a	- é o comprimento da alavanca ajustadora.	[m]
L_{f1}	- é a distância do CG do cavalo mecânico até o eixo dianteiro do cavalo mecânico.	[m]
L_{f1eixo}	- é o limite do eixo traseiro do cavalo mecânico.	[m]
$L_{f1exiod}$	- é o limite do eixo dianteiro do cavalo mecânico.	[m]
L_{f2}	- é a distância do CG do primeiro semi-reboque até a primeira quinta roda.	[m]
L_{f2eixo}	- é o limite do eixo do primeiro semi-reboque.	[m]
L_{f2rode}	- é o limite da quinta roda (cavalo mecânico e primeiro semi-reboque).	[m]
L_{f2v}	- é a distância entre a primeira quinta roda e o CG do primeiro semi-reboque descarregado.	[m]
L_{f3}	- é a distância do CG do segundo semi-reboque até segunda quinta roda.	[m]

L_{f3eixo}	- é o limite do eixo do segundo semi-reboque.	[m]
L_{f3roda}	- é o limite da quinta roda do segundo semi-reboque.	[m]
L_{r1}	- é a distância do CG do cavalo mecânico até o eixo traseiro do cavalo mecânico.	[m]
L_{r2}	- é a distância do CG do primeiro semi-reboque até o seu eixo.	[m]
L_{r3}	- é a distância do CG do segundo semi-reboque até o seu eixo.	[m]
L_{r3v}	- é a distância entre o CG até o eixo do segundo semi-reboque descarregado.	[m]
M	- é a massa do ônibus biarticulado.	[Kg]
M	- é o momento produzido pelas forças laterais que atuam nas rodas de um veículo em movimento.	[Nm]
P	- é a pressão da linha de serviço.	[N/m ²]
P_0	- é a pressão inicial do circuito de freio.	[N/m ²]
P_1	- é a pressão final do circuito de freio.	[N/m ²]
R	- é a resultante das forças laterais e das forças de inércia em um veículo em movimento.	[N]
R_1	- é a força de resistência ao rolamento do eixo dianteiro do cavalo mecânico.	[N]
R_2	- é a força de resistência ao rolamento do eixo traseiro do cavalo mecânico.	[N]
R_3	- é a força de resistência ao rolamento do eixo do primeiro semi-reboque.	[N]
R_4	- é a força de resistência ao rolamento do eixo do segundo semi-reboque.	[N]

R_{din}	- é o raio dinâmico do pneumático.	[m]
R_g	- é a força de resistência devido a inclinação do solo	[N]
R_i	- é a força de resistência de inércia	[N]
R_r	- é a força de resistência ao rolamento do veículo.	[N]
R_{rf}	- é a força de resistência ao rolamento dos pneus dianteiros.	[N]
R_{rr}	- é a força de resistência ao rolamento dos pneus traseiros.	[N]
$S1$	- é o espaço de parada que o veículo percorre durante os tempos de reação do motorista e t_a .	[m]
$S2$	- é o espaço de parada que o veículo percorre durante o tempo necessário para a pressão nas lonas atingirem 90% da pressão do circuito.	[m]
$S3$	- é o espaço de parada que o veículo percorre durante o tempo t_c .	[m]
t_a	- é o tempo necessário para o ar atravessar o circuito e vencer a folga entre lona/tambor ou pastilha /disco.	[s]
t_b	- é o tempo necessário para que a pressão de aplicação no contato lona/tambor ou pastilha/disco seja 90% da pressão do circuito.	[s]
t_c	- é o tempo necessário para o veículo parar.	[s]
t_r	- é o tempo de reação do motorista para acionar o freio.	[s]
V	- é a velocidade do veículo.	[s ²]
V_1	- é a força vertical no engate do cavalo mecânico com o primeiro semi-reboque.	[N]
$V1$	- é a velocidade do veículo após o tempo t_a .	[m/s]
V_2	- é a força vertical no engate do primeiro semi-reboque com o segundo	

	semi-reboque.	[N]
V2	- é a velocidade do veículo após a pressão nas lonas atingirem 90% da pressão do circuito.	[m/s]
V _{travel}	- é a velocidade inicial do veículo antes do acionamento do freio.	[m/s]
W	- é o peso do veículo.	[N]
W ₁	- é o peso do cavalo mecânico.	[N]
W ₂	- é o peso do primeiro semi-reboque.	[N]
W _{2v}	- é o peso do primeiro semi-reboque descarregado.	[N]
W ₃	- é o peso do segundo semi-reboque.	[N]
W _{3v}	- é o peso do segundo semi-reboque descarregado.	[N]
W _{b1}	- é a força normal no eixo dianteiro do cavalo mecânico.	[N]
W _{b2}	- é a força normal no eixo traseiro do cavalo mecânico.	[N]
W _{b3}	- é a força normal no eixo do primeiro semi-reboque.	[N]
W _{b4}	- é a força normal no eixo do segundo semi-reboque.	[N]
W _f	- é a força vertical no eixo dianteiro.	[N]
W _r	- é a força vertical no eixo traseiro.	[N]
x ₁	- é a distância do eixo traseiro do cavalo mecânico até a primeira quinta roda.	[m]
x ₂	- é a distância do eixo primeiro semi-reboque até a segunda quinta roda.	[m]

y_1 - é a altura do primeiro engate. [m]

y_2 - é a altura do segundo engate. [m]

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1. Características dimensionais do cavalo mecânico.....	93
Tabela 5.2. Características dimensionais do primeiro semi-reboque.....	94
Tabela 5.3. Características dimensionais do segundo semi-reboque.....	94
Tabela 5.4 – Características dos freios nos eixos do ônibus biarticulado.....	95
Tabela 5.5 – Novas características dos freios nos eixos do ônibus biarticulado.....	109

RESUMO

BROSSI, A.A. (2002). *Estudo do Desempenho de Frenagem de um Ônibus Biarticulado*. São Carlos, 2002. 134p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Tem como objetivo estudar e otimizar o desempenho de frenagem do ônibus biarticulado que trafega nas grandes cidades brasileiras. Apresenta-se um estudo do sistema de freios do veículo e propõe-se um modelo matemático para o cálculo de todas as forças que agem no sistema de freio e nas rodas. O programa computacional calcula as forças de frenagem que atuam nos eixos, as forças verticais nos eixos, as forças de inércia, o coeficiente de adesão utilizado por eixo, a desaceleração do veículo, o espaço de parada e a eficiência do sistema de freio. Os resultados são confrontados com a norma internacional ECE-R13 a fim de verificar se o veículo obedece aos requisitos estabelecidos pela mesma.

Palavras-chave: Ônibus; Biarticulado; Desempenho; Frenagem.

ABSTRACT

BROSSI, A.A. (2002). *Biarticulated Bus Brake Performance study*. São Carlos, 2002. 134p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

This work is concerned with the study and optimization the breaking system of a biarticulated bus, which circulates in many Brazilian cities. The vehicle brake system is studied and a mathematical model is proposed in order to calculate all forces in the brake systems and in the wheels. Based on a computational program the brake forces in the axles, the vertical forces in the axles, the inertia forces, the adhesion coefficient requested by each axles, the vehicle deceleration, the brake distance and the brake system efficiency are calculated. The results are compared with the international standard ECE-R13 to verify whether the bus satisfies the regulation.

Keywords: Bus; Biarticulated; Performance; Brake.

1. INTRODUÇÃO

Esse trabalho, que foi realizado com o auxílio da Knorr Brese do Brasil e com o apoio da Volvo do Brasil, se concentra no desenvolvimento de um modelo matemático e um programa computacional para o estudo do desempenho e estabilidade de frenagem do ônibus biarticulado que permite ao projetista obter o desempenho de frenagem por meio do cálculo das forças de frenagem, da desaceleração, do espaço percorrido pelo ônibus durante a frenagem, do coeficiente de adesão¹ utilizado por eixo, da sequência de escorregamento dos eixos, das forças verticais nos eixos e da eficiência do sistema de freio.

O programa pode ser utilizado durante a fase de projeto, auxiliando o projetista, por exemplo, na escolha dos componentes, ou avaliando os sistemas de freios de veículos já existentes.

Também tem por finalidade proporcionar uma visão mais clara do sistema de freio e seus componentes e publicar um estudo a respeito desse veículo já que não existem publicações sobre frenagem do ônibus biarticulado.

O ônibus biarticulado é um meio de transporte cada vez mais utilizado em algumas grandes cidades brasileiras por reduzir o número de veículos em trânsito e transportar um elevado número de passageiros, o que diminui a poluição atmosférica e reduz os custos do transporte coletivo.

Devido ao elevado número de pessoas, é extremamente importante para as indústrias que fabricam tal veículo, um estudo detalhado do sistema de freio.

1 - Neste trabalho as palavras adesão e aderência serão consideradas sinônimas.

Por medida de segurança, os ônibus biarticulados, atualmente, andam em corredores próprios, tem sua velocidade máxima limitada a 60 Km/h e são equipados com ABS (*Anti Lock Brake Systems*) em todas as rodas.

Esse veículo trafega apenas em algumas cidades brasileiras, caso de São Paulo e Curitiba, densamente povoadas, numa tentativa de diminuir os gastos da prefeitura com o transporte coletivo através da redução de veículos em trânsito.

Devido a determinadas características do ônibus biarticulado como dimensões, peso e elevado número de pessoas transportadas, o envolvimento desse veículo em acidentes pode trazer numerosas perdas humanas, comparado com acidentes envolvendo ônibus comuns. Assim, a responsabilidade do sistema de freio e, conseqüentemente, a responsabilidade do projetista é elevada.

Em algumas ocasiões, a ocorrência de acidentes está relacionada com o comportamento do sistema de freios. LIMPET (1992) mostra que, nos Estados Unidos, apenas uma pequena porcentagem dos acidentes rodoviários ocorrem devido a alguma falha em componente do sistema de freio. A maioria dos acidentes, devido ao mau funcionamento dos freios, ocorre por falta de manutenção, conserto e desbalanceamento das forças de frenagem entre as rodas direita e esquerda.

Muitos acidentes envolvendo veículos articulados pesados ocorrem devido ao travamento das rodas e a ocorrência do *jackknife*. WILKINS (1977) descreve os vários tipos de acidentes que podem ocorrer com os veículos articulados pesados e mostra que, com a utilização dos dispositivos anti-jackknife, como ABS e válvulas sensíveis a peso, ocorre uma redução no número de acidentes.

Já EMORI, et al (1987) desenvolvem um modelo matemático para estudar um veículo articulado em vários tipos de movimentos que ocasionam acidentes como o *Jackknife* e o *roll-over*, a fim de estabelecer condições limites para evitar esses tipos de movimentos perigosos.

A confiança no sistema de freio é um importante fator que deve ser levada em consideração pelo projetista. Ela é definida por LIMPERT (1992), como sendo a probabilidade que um componente do sistema não irá falhar em um determinado tempo. As falhas que ocorrem cedo são devidas a defeitos de manutenção enquanto que as falhas tardias são causadas pelo envelhecimento e uso. As falhas que ocorrem sem tempo determinado são causadas por impacto, reparos impróprios ou uso errado.

Pode-se analisar o comportamento do sistema de freios por meio do desempenho e da estabilidade do veículo. O desempenho pode ser verificado por meio do espaço percorrido, das desacelerações atingidas e da eficiência do sistema. A estabilidade depende do escorregamento das rodas dos eixos e da sequência de travamento dos mesmos.

A eficiência e o escorregamento das rodas dos eixos do veículo dependem da distribuição das forças de frenagem que é função da distribuição das forças verticais nas rodas, que variam devido ao tipo de carregamento e à transferência de carga entre os eixos durante a frenagem.

Existem dispositivos (válvulas) sensíveis ao carregamento, que distribuem adequadamente as forças de frenagem nas diversas condições operacionais do veículo. Sem essas válvulas, a distribuição das forças de frenagem nas rodas do veículo será a mesma independente das forças normais nos eixos, o que geralmente prejudica o desempenho do sistema de freio e torna alta a sensibilidade do pedal de freio com o veículo vazio, já que o freio é projetado para atuar com o veículo totalmente carregado.

Os estudos do sistema de freio podem ser realizados por métodos experimentais ou teóricos. Quando o estudo é feito pelo método experimental, existe a necessidade de um grande número de testes em campo para analisar todas as possibilidades de condições operacionais, o que eleva os custos do projeto. Além disso, devido à grande variedade de carregamento, existem condições extremas que aumentam os riscos de acidentes durante os testes.

Já é conhecido que estudos teóricos realizados com o auxílio de programas computacionais, desenvolvidos a partir de modelos matemáticos consistentes reduzem significativamente o tempo necessário nos testes em pista.

O projetista encontra dificuldades na seleção dos componentes do sistema de freio para melhorar a eficiência e evitar um possível travamento das rodas devido a muitos fatores, tais como a posição do centro de gravidade, as dimensões geométricas do veículo, o sistema de freio instalado, as condições do pavimento, se a pista encontra-se seca ou molhada, etc. Por isso, a obtenção das forças que atuam no sistema de freio e as forças verticais não são evidentes.

Para a aplicação do método computacional, há a necessidade de se desenvolver um modelo matemático para o veículo utilizando-se hipóteses adequadas. Os resultados do método computacional devem ser comparados com os resultados obtidos em pista para que as hipóteses e o modelo matemático adotado sejam aferidos e, assim, tenham validade e sejam confiáveis.

A utilização do programa computacional permite uma rápida simulação em qualquer condição operacional e em qualquer tipo de pista (com solo seco ou molhado), sendo uma ferramenta de cálculo decisiva no projeto, otimização e especificação dos componentes do sistema de freio instalado no veículo. CANALE, et al. (1995) apresentam a descrição de um programa computacional utilizado no cálculo do desempenho de frenagem de caminhões pesados para várias condições operacionais e diferentes características do sistema de freio.

DUGOFF & MURPHY (1971) fazem uma revisão de literatura dos artigos produzidos até o ano de 1970 sobre o desempenho de frenagem e sobre o desempenho direcional dos veículos articulados concluindo que, até aquele ano, havia uma quase ausência de trabalhos experimentais, e que significativos avanços foram obtidos na análise da resposta do veículo por meio do uso das técnicas computacionais.

São analisados os gráficos de adesão por desaceleração do ônibus biarticulado e comparam-se os resultados com os gráficos estabelecidos pela norma ECE-R13 (*Economic Commission for Europe – Regulation n.13*). Da norma é possível estabelecer limites máximo e mínimo do coeficiente de adesão pela desaceleração, sendo que a curva do ônibus deve estar dentro desses limites para quaisquer condições de carregamento.

LIMPERT (1992) mostra que os gráficos de adesão por desaceleração são úteis para decidir em qual eixo do veículo é necessária a colocação de válvula para alterar a força de frenagem no eixo, para que todos os eixos aproveitem o máximo coeficiente de atrito entre o pneumático e o pavimento.

No próximo capítulo, é feita uma revisão de teoria mesclada com a revisão bibliográfica dos sistemas de freios e de suas características. No capítulo três, é descrito o modelo matemático que foi aplicado no ônibus biarticulado e o sistema computacional utilizado neste trabalho. No capítulo quatro, o passeio do Centro de Gravidade é realizado a fim de determinar as condições de carregamento que são estudadas neste trabalho. No capítulo cinco, alguns resultados obtidos a partir do programa computacional são mostrados em forma de gráficos e discutidos. No capítulo seis, as conclusões obtidas por meio das discussões dos resultados são evidenciadas.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Sistema de freio.

A finalidade do sistema de freio é proporcionar ao veículo uma desaceleração segura sem a perda da dirigibilidade e da estabilidade, obedecendo aos limites de segurança e os estabelecidos pela legislação. Essa desaceleração pode ou não levar o veículo à velocidade zero, dependendo da situação imposta pelo motorista.

KARCZEWSKI (1992) mostra a evolução dos sistemas de freios afirmando que, no século XXI, os avançados dispositivos de frenagem utilizados atualmente na indústria aeronáutica, como freios eletrônicos de malha fechada que regulam automaticamente as forças de frenagem em cada eixo, estarão disponíveis também para a indústria automotiva.

O sistema de freio de um veículo deve ser projetado de modo a garantir a segurança em qualquer condição operacional e em qualquer condição de pavimento que o veículo possa trafegar. Essas condições incluem os vários tipos de carregamento, os diversos tipos de pista com diferentes coeficientes de atrito, se o veículo está em auge ou declive e em trajetória retilínea ou curvilínea.

Em resumo, segundo LIMPert (1992), o sistema de freio deve possuir três funções básicas: desacelerar o veículo, controlar a velocidade do veículo durante a descida e manter o veículo parado enquanto o mesmo estiver estacionado.

Para a definição do sistema de freio, o projetista deve considerar em que tipo de veículo o sistema vai ser usado, as diversas condições operacionais do veículo, os aspectos legais como a legislação vigente no país e os aspectos econômicos que estão relacionados com as necessidades do mercado e a concorrência.

Com relação aos aspectos legais, o sistema de freio deve obedecer aos requisitos estabelecidos por Regulamentos como a ECE-R13 no que diz respeito ao seu desempenho, componentes e construção.

O sistema de freio pode ser subdividido em três subsistemas: o freio de serviço, o freio de emergência ou secundário, e o freio de estacionamento ou de parada, sendo que todos os três estão presentes no veículo. O freio de serviço é o mais utilizado na frenagem. É ele o responsável pelo controle da desaceleração do veículo acionada pelo motorista. O freio de emergência ou secundário é acionado quando ocorre falha parcial ou total do freio de serviço. Nesse caso, o veículo é levado a velocidade zero por meio dos freios de emergência. O freio de estacionamento é utilizado para manter o veículo parado quando este estiver estacionado.

Pode-se, também, dividir o sistema de freio em quatro subsistemas básicos: fonte de energia, sistema de aplicação, sistema de transmissão de energia e freios das rodas. As fontes de energia são os componentes do sistema de freio que geram e, se necessário, armazenam a energia requerida para a frenagem. Os sistemas de aplicação são os componentes que são usados para modular a força de frenagem. Os sistemas de transmissão de energia são os componentes que transmitem a energia distribuída pelos sistemas de aplicação para os freios nas

rodas. Os freios das rodas são os componentes nos quais as forças que se opõem ao movimento do veículo são produzidas.

No processo de frenagem, deve se considerar uma série de fatores para analisar o desempenho e a estabilidade do veículo durante a desaceleração. O espaço percorrido, a eficiência do sistema de freio, a dissipação de energia nos freios, o coeficiente de adesão utilizado pelas rodas dos eixos, são alguns dos fatores que o projetista deve considerar.

2.2 Freio.

O freio é o componente agregado ao veículo responsável pela desaceleração do mesmo quando necessário. É ele que produz as forças controladas de desaceleração que se opõem ao movimento do veículo.

Os freios utilizados nos veículos rodoviários podem ser subdivididos em radial ou freio a tambor, e axial ou freio a disco. Esses freios estão mostrados na figura 2.1:

Figura 2.1 - Freio a disco e a tambor; KNORR-BREMSE (2001).

Segundo BOSCH (1993), os freios nas rodas devem possuir os seguintes requisitos: eficiência uniforme, resposta gradual, resistência à contaminação e corrosão, durabilidade, resistência ao uso e fácil manutenção. Embora, em veículos pesados e de passageiro, várias configurações de freio a tambor possuam várias dessas características, somente os freios a disco conseguem aliar todos os requisitos.

Nos carros de passageiro, as pastilhas do freio a disco são acionadas de encontro ao disco por meio de um cilindro que é acionado pela pressão do circuito hidráulico, a qual é controlada pelo motorista. O disco de freio pode ser duplo com sistema de refrigeração por convecção forçada. O disco fica em contato direto com o ar, que é o meio refrigerante, diferentemente do freio a tambor. O freio a disco tem assim melhor desempenho térmico que o a tambor.

Para veículos pesados, o circuito hidráulico é substituído pelo circuito pneumático e o freio a disco pelo freio a tambor. Os freios a tambor normalmente são mais utilizados devido a seu alto fator de freio. Por outro lado, o freio a tambor é mais sensível às características direcionais do que o freio a disco; GILLESPIE (1992). O freio a disco possui um baixo fator de freio e, por isso, necessita de um alto esforço de atuação.

A pressão do circuito pneumático é, por meio da válvula pedal, liberada para o cilindro de freio que a transforma num torque que gira o came S. O came desloca as lonas contra o tambor, gerando, por atrito, um torque de frenagem que, dividido pelo raio dinâmico da roda, resulta na força de frenagem (desprezando-se a inércia da roda).

Os freios que utilizam o atrito também podem ser classificados em freio de expansão e freios de contração. Nos freios de contração, uma superfície é levada em contato com a superfície de rotação por meio da contração. Nos freios a expansão, uma superfície é levada em contato com a superfície de rotação por meio da expansão.

2.2.1 Freio a Disco.

Os freios a disco são, basicamente, constituídos por um disco solidário ao eixo em rotação e por pastilhas que são aplicadas no sentido axial contra a superfície lateral do disco. Geralmente, é instalado um freio a disco para cada roda ou conjunto de rodas. A figura 2.2 ilustra o freio a disco.

Figura 2.2 – Freio a disco; VOLKSWAGEN do Brasil (1998).

Normalmente, os freios a disco possuem duas pastilhas utilizando os dois lados do disco para gerar força de frenagem. Isso aumenta a força de frenagem em comparação com os freios que usam apenas uma pastilha e somente uma superfície lateral do disco.

Os freios a disco com duas pastilhas, além de proporcionar maior força de frenagem por meio da maior área de atrito, possui a geração de calor mais

equilibrada no disco e esforços mais equilibrados nos apoios, reduzindo as dimensões dos mancais.

O freio a disco está localizado próximo à roda e, devido ao atrito, ocorre aquecimento dos seus componentes. Por isso, ele deve ser instalado de modo a proporcionar uma boa dissipação de calor.

O freio a disco pode ser ventilado ou não ventilado (sólido). O freio a disco ventilado possui dutos radiais de ar que têm ligação com um duto lateral que atravessa o disco no centro. O ar entra pelas laterais do disco e sai pelos dutos radiais melhorando a dissipação térmica. Nos freios não ventilados não ocorre convecção forçada diminuindo a dissipação de energia.

As pastilhas dos freios a disco estão alojadas em pinças que são colocadas lateralmente aos discos para evitar a exposição ao fluxo de calor produzido pelos discos.

As pinças são classificadas em flutuantes e fixas (figura 2.3). Nas pinças fixas, as pastilhas são levadas em contato com o disco por meio de dois pistões, um para cada pastilha. Nas pinças flutuantes, somente uma pastilha é levada em contato com o disco por meio de pistão. A outra é fixada diretamente na pinça e é levada em contato com o disco por meio da flutuação da pinça.

A pinça flutuante tem a vantagem de requerer um menor espaço entre o disco e a roda, pois não possui pistão deste lado, e reduz a temperatura do fluido que aciona o pistão, pois nenhuma linha passa por áreas críticas de alta temperatura.

Figura 2.3 – Pinças flutuante e fixa; BOSCH (1993).

2.2.2 Freio a Tambor.

O freio a tambor é constituído basicamente por um tambor solidário ao eixo de rotação e por sapatas, nas quais as lonas são presas e são comprimidas radialmente contra a superfície interna do tambor em rotação, produzindo as forças de atrito que são transmitidas às rodas. Geralmente, um freio a tambor é instalado para cada roda ou conjunto de rodas. A figura 2.4 mostra um freio a tambor com acionamento feito por cilindro de freio.

Normalmente, nos freios a tambor são utilizadas duas sapatas e duas lonas com vários tipos de arranjo. A vantagem da utilização de duas sapatas é o maior aproveitamento da superfície interna do tambor e o equilíbrio dos esforços nos apoios, o que permite o uso de mancais menores.

Figura 2.4. Freio a tambor; VOLKSWAGEN do Brasil (1998).

Os freios a tambor podem ser de banda interna ou banda externa. Nos freios de banda externa, a superfície externa do tambor é utilizada como superfície de atrito e, as lonas, por compressão, geram as forças de frenagem. Os freios de banda interna utilizam a superfície interna do tambor para gerar forças de frenagem, por meio da expansão das lonas.

Os freios a tambor são divididos de acordo com o pivotamento das sapatas. A figura 2.5 mostra três tipos de arranjos.

No arranjo primário-primário (figura 2.5), cada sapata tem seu próprio apoio e as duas sapatas atuam como primárias. No arranjo primário-secundário (figura 2.5), as duas sapatas, também, têm seu próprio ponto de apoio, porém uma sapata é primária e a outra secundária. No arranjo duo-servo (figura 2.5) uma sapata é primária e a outra secundária e, somente a sapata secundária é apoiada. Neste caso, existe transmissão de esforço entre as sapatas, onde a primária transmite esforço para a secundária.

Uma sapata é dita primária quando o sentido de aplicação da força coincide com o sentido de rotação do tambor. Isso faz com que apareça uma tendência da sapata ser atraída contra o tambor, aumentando o efeito de frenagem.

Figura 2.5 – Freios a tambor; LIMPert (1992).

Uma sapata é dita secundária quando o sentido de aplicação da força não coincide com a rotação do tambor. Isso causa uma tendência de repulsão da

sapata, afastando-a do contato com o tambor. Isso prejudica o contato entre as superfícies reduzindo o efeito de frenagem.

Dependendo do sentido de movimento, as sapatas podem ser primárias ou secundárias. Se em marcha à frente as sapatas são primárias, em marcha à ré, são secundárias, pois se inverteu o sentido de rotação do tambor. Isso deve ser considerado no projeto de freio de estacionamento.

Os freios a tambor, nos quais as duas sapatas são pivotadas, podem ser divididos de acordo com a aplicação das sapatas no tambor: por cunha ou por came S. Nestes casos, uma sapata é primária e a outra é secundária e o fator de freio, segundo BOSCH (1993) é a soma dos fatores de freio individuais em cada sapata.

Os freios a tambor com sapatas primária e secundária e acionamento por meio de came S, são amplamente utilizados, em veículos de passeio e comerciais, pois providenciam igual força de frenagem em ambos os sentidos de movimento do veículo (marcha a frente e marcha a ré), tanto para o freio de serviço quanto para o de estacionamento.

Os freios a tambor são sensíveis a variação do fator de freio sendo que o arranjo duo-servo é o que tem maior variação do fator de freio devido à variação do coeficiente de atrito entre lona e tambor. O arranjo primário-secundário é o que tem menor sensibilidade à variação do fator de freio devido à variação do coeficiente, aproximando-se do freio a disco.

Devido ao elevado fator de freio, os freios a tambor produzem elevadas forças de frenagem com uma pequena força no cilindro. A configuração duo-servo é a que apresenta maior força de frenagem e maior fator de freio seguido pela configuração duplo primário, depois pelo primário-secundário e, por último, pela configuração duplo secundário.

O freio por came S utiliza o arranjo primário-secundário no qual as sapatas são aplicadas radialmente contra o tambor por meio da rotação de um

came com a forma de S que empurra as sapatas contra o tambor. A rotação do came S é realizada por meio da alavanca ajustadora que está conectada com um atuador que geralmente é um diafragma.

O freio a tambor com o came S e com a alavanca ajustadora é mostrado na figura 2.6;

Figura 2.6 – Freio por came S com alavanca ajustadora; LIMPert (1992).

Os freios a tambor são usados em veículos pesados caso dos ônibus, caminhões, semi-reboques e tratores. São, também, utilizados como freio traseiro de veículos de passageiros e pequenos caminhões sendo rara a sua utilização nas rodas do eixo dianteiro desses veículos.

A maioria dos veículos médios e pesados, cerca de 90%, segundo LIMPert (1992), utilizam o freio a tambor por came S. O came S é muito empregado por ser simples, de fácil manutenção, confiável, insensível a temperatura, possui ajuste preciso devido à alavanca ajustadora e apresenta baixo desgaste entre as lonas, pois são uniformemente pressionadas contra o tambor. Devido à geometria do came S, a força de aplicação contra a sapata primária terá um pequeno braço de alavanca relativo ao pivô comparado com a sapata secundária.

A alavanca ajustadora garante a perfeita folga entre a lona e o tambor, porém com o uso, a folga tende a aumentar. Como consequência, a distância de parada do veículo aumenta. Se a folga não for corrigida, em casos extremos, forças de frenagem não poderão ser mais produzidas, BOSCH (1993). Segundo LIMPert (1992), cerca de 50 ajustes devem ser feitos para manter a perfeita folga durante a vida útil das guarnições. Atualmente existem alavancas ajustadoras de folga dotadas de catraca que corrigem a folga automaticamente durante o uso do veículo.

2.2.3 Comparação entre o freio a disco e o a tambor.

Segundo LIMPert (1992) cada um dos dois tipos de freios possuem vantagens quando comparados um com o outro. O freio a tambor tem menor complexidade e maior facilidade na instalação quando comparado com o freio a disco. Esse é um dos motivos pelo qual o custo inicial do freio a disco é maior que o freio a tambor.

Os freios a disco possuem maior facilidade de ventilação que o freio a tambor podendo ou não ter sistema de ventilação forçada por meio de dutos de ar. Além da maior dissipação de energia, os freios a disco suportam maiores temperaturas e, o aquecimento e dilatação do disco não afetam sensivelmente o curso do pedal. Já no freio a tambor, o aumento do diâmetro interno devido ao aumento da temperatura causa um impróprio contato entre as lonas e o tambor, o qual resulta em um pico de pressão nas guarnições e, assim, uma elevada temperatura neste local, acarretando na redução no torque de freio, de acordo com DAY (1983).

A variação das dimensões do disco por causa da temperatura provoca alterações bem menores na folga entre a pastilha e o disco que as alterações nas dimensões sofridas pelo tambor.

A maior vantagem do freio a disco é a sua habilidade de operar em altas temperaturas. De acordo com LIMPert (1992), os freios a disco podem operar até 900 °C enquanto que o freio a tambor pode operar, no máximo, até 427 °C.

Os freios a disco apresentam menor custo de manutenção quando comparados com os freios a tambor. Esse é um dos motivos que levam a maior utilização dos freios a disco, pois, segundo KARCZEWSKI (1992), atualmente a tendência é a utilização de freios que apresentem excelente desempenho aliado ao baixo custo de manutenção. Em apenas 6 anos (1986 até 1991), de acordo com KARCZEWSKI (1992), a utilização dos freios a tambor caiu de 56% de aplicação nos novos veículos comerciais para apenas 33%.

A maior vantagem do freio a tambor sobre o freio a disco é o seu elevado fator de freio. A maior desvantagem é a alta variação do fator de freio para pequenas variações do coeficiente de atrito entre a lona e o tambor. Segundo LIMPert (1992), um aumento de 15% no coeficiente de atrito, devido a qualquer fator, acarreta em um aumento do torque em torno de 40 a 50%. Esse elevado aumento na força de frenagem em qualquer eixo pode causar um travamento prematuro das rodas e, conseqüentemente, a perda da estabilidade e dirigibilidade do veículo durante a frenagem.

O freio a disco possui baixo fator de freio comparado com o freio a tambor sendo necessário maior pressão no cilindro para obter a mesma força de frenagem obtida no freio a tambor. Porém, o fator de freio no disco é pouco afetado pela variação do coeficiente de atrito entre as pastilhas e os discos, pois a relação entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre as guarnições é linear. O freio a disco é, assim, mais estável durante a frenagem.

A configuração duo-servo é a que tem maior fator de freio para qualquer coeficiente de atrito. Enquanto essa é uma característica desejável nos freios de estacionamento, ela pode ser insegura quando utilizada como freio de serviço no eixo traseiro. Os freios duo-servo não devem ser usados no eixo dianteiro devido

ao seu severo potencial de desbalanceamento entre os freios da direita e da esquerda.

2.2.4 Fator de freio.

O fator de freio é a divisão entre a força gerada no contato entre lonas e tambor ou entre pastilhas e disco pela força aplicada para comprimir as lonas contra o tambor ou as pastilhas contra o disco, ou seja, a força que sai do cilindro de freio. Segundo GILLESPIE (1992), o fator de freio é uma vantagem mecânica que pode ser utilizada em freios a tambor para minimizar o esforço necessário requerido para comprimir as lonas contra o tambor. O mecanismo de um freio a tambor é mostrado de uma forma simplificada na figura 2.7.

Figura 2.7 – Forças atuando nas lonas do feio a tambor;

O freio consiste de duas sapatas pivotadas. A aplicação de uma força P_a , empurra a sapata que comprime a lona contra o tambor gerando uma força de atrito cuja magnitude é proporcional ao coeficiente de atrito entre a lona e o tambor.

A lona da direita é a lona primária. Nesta lona, o momento produzido pela força de atrito (μN_A) atua de forma a rotacionar a lona contra o tambor, ou seja, a lona tem a tendência de ser comprimida no tambor, isso aumenta a força de atrito. A lona da esquerda é a lona secundária na qual a força de fricção atua no sentido de reduzir a aplicação da força.

O fator de freio ou ganho em força do freio depende da configuração dos diversos tipos de freio. A figura 2.8 mostra o fator de freio para cada uma das configurações:

Figura 2.8 – Fator de freio; LIMPert (1992).

Neste gráfico pode-se observar que o freio a disco possui uma relação linear entre o fator de freio e o coeficiente de atrito nas guarnições. Além disso, a

figura 2.8 mostra que o fator de freio do freio a disco é pouco afetado pela variação do coeficiente de atrito.

Um alto fator de freio gera alta força de frenagem com baixa pressão do circuito pneumático ou hidráulico. Este é um dos fatores pelos quais o freio a tambor, que possui um alto fator de freio, é utilizado em veículos pesados utilizados no transporte de carga.

Por outro lado, segundo LIMPET (1992), forças assimétricas elevadas podem aparecer quando um dos freios de um eixo sofre uma contaminação por resíduos. Com esta contaminação podemos ter fatores de freios muito diferentes nas rodas de um mesmo eixo, gerando torques desestabilizantes e tendência do veículo girar para um dos lados durante a frenagem. O freio a disco que tem um menor fator de freio tem esse problema amenizado. Por esse motivo, o freio a disco geralmente proporciona uma estabilidade direcional melhor que o a tambor quando o veículo é freado.

A contaminação de um dos freios de um dos eixos do veículo pode ocorrer devido à ação de óleo, graxa, poeira ou água nas guarnições. Também pode ocorrer variação devido ao aumento de temperatura dos freios.

O gráfico da figura 2.8 pode, de acordo com LIMPET (1992), explicar a tendência mundial de utilização do freio a disco nos veículos, pois a variação do coeficiente de atrito nas guarnições devido às contaminações ou ao aumento de temperatura ocorre frequentemente, não provocando mudanças significativas no fator de freio e não alterando o comportamento do veículo durante a frenagem.

2.2.5 Material do freio.

O material do freio pode ser classificado dentro de quatro grupos básicos: a fibra, o material de ligamento, o material de preenchimento e o modificador de atrito, conforme WASHABAUGH (1986)

A fibra providencia a rigidez e a resistência necessária e, para aplicações com elevada temperatura, proporcionam estabilidade térmica. Os materiais de preenchimento são minerais de baixo valor de mercado usados para prolongar a vida das guarnições, preencher espaço e minimizar custo. O material de ligamento (geralmente resina) atua como cola “segurando” os minerais. Os modificadores de atrito são elastômeros adicionados para melhorar as propriedades mecânicas das guarnições.

A composição dos materiais de atrito utilizados nas lonas e pastilhas pode ser de três tipos: o asbesto ou amianto (que é considerado material orgânico apesar de ser um material de silicato que não possui carbono), os semimetálicos e os sem asbesto que são as fibras sintéticas.

Os materiais sintéticos, sem asbesto, usados nas guarnições (lonas e pastilhas) dos freios estão sendo mais utilizados pelas indústrias devido às considerações ambientais e aos problemas de saúde que o asbesto causa.

Como resultado de relatórios sobre problemas de saúde associados com a utilização de asbesto, agências de proteção do meio ambiente propuseram banir o uso de materiais que contêm asbesto. Esse banimento tem efeito direto nos materiais de fricção utilizados nos freios de veículos de passageiros, caminhões, ônibus e trens.

Se materiais de atrito sem asbesto forem instalados em veículos sem nenhuma alteração do resto do sistema de freio, segundo FLETCHER, et al. (1990), a distância de parada pode aumentar, as forças de frenagem requeridas podem ser maiores e problemas de estabilidade podem aparecer. Existe um grande

número de veículos que foram especificados para atuar com asbesto e a substituição desses materiais pode causar uma redução na controlabilidade do veículo durante a frenagem.

De acordo com FLETCHER, et al. (1990), vários materiais foram pesquisados para substituir o asbesto na superfície de atrito dos veículos, sendo que o sistema de frenagem deve ser adaptado para a utilização desses materiais, e que no ano de 1996 os veículos deveriam estar livres do asbesto.

Os materiais que compõem os tambores e os discos, normalmente, são o ferro fundido ou o aço. Eles são empregados devido a sua rápida dissipação de calor e por possuir as características mecânicas apropriadas.

No processo de seleção de materiais para uma aplicação específica, muitas propriedades e características devem ser consideradas, entre elas a aplicação para veículos leves ou pesados, a expectativa de vida, a taxa de utilização, a temperatura de uso, a pressão e a velocidade.

SCHMITZ (1986) faz um estudo sobre a utilização de materiais sem asbesto nas pastilhas e lonas de freio, mostrando a influência da temperatura, pressão e velocidade na variação do coeficiente de atrito desses materiais, sendo que a temperatura é o fator de maior importância.

Existem muitos fatores que influenciam na vida útil das guarnições (lonas e pastilhas) como o coeficiente de atrito entre a lona e o tambor ou pastilha e disco, a área da guarnição, a temperatura de trabalho, a distribuição das forças de frenagem nos eixos e outros. Os fatores de maior efeito na vida útil são a temperatura e a distribuição das forças de frenagem nos eixos.

Por meio da diminuição do diâmetro do tambor do freio, OLIVEIRA, et al. (1993) aumentaram a folga entre o tambor e a roda, melhorando a ventilação e diminuindo a temperatura dos freios e do conjunto pneu/roda. Com isso, a vida útil do material de atrito do freio aumentou em duas vezes e o estouro de pneus foi evitado devido à redução da temperatura do pneu em frenagem severa.

2.3 Fontes e transmissão de energia.

A energia do sistema de freio pode ter procedência de várias fontes. Entre elas pode-se citar: a ação muscular, os sistemas assistidos, os sistemas pneumáticos e a ação de molas.

Normalmente, em veículos de pequeno porte e motocicletas, a energia prove do esforço realizado pelo motorista para frear o veículo. Nesse sistema, as forças de frenagem geradas nas rodas do veículo têm sua energia gerada na ação muscular imposta pelo motorista no pedal de freio.

Devido ao aumento da velocidade e do porte dos veículos, tornou-se necessário multiplicar o esforço do motorista. Para isso, foram desenvolvidos sistemas a vácuo ou a hidrovácuo que auxiliam o motorista e mantêm a sensibilidade do pedal de freio durante a aplicação. Esses são os sistemas de freio assistidos.

Os sistemas assistidos são utilizados em veículos de passageiro e transporte de cargas leves e, em caso de falha, permite a aplicação do freio pelo motorista somente por meio da ação muscular.

Os sistemas pneumáticos são usados para frear os veículos de grande porte. Nesses sistemas, o ar pressurizado (por meio de compressores acoplados ao motor) é armazenado em um reservatório e providencia a energia necessária para a aplicação do freio. A ação do motorista serve, somente, para modular a força de frenagem que será aplicada e, em caso de falha, o motorista não pode usar sua força muscular para frear o veículo.

Existem sistemas que usam a mola como fonte geradora de energia para a frenagem. Esses sistemas são utilizados nos freios de estacionamento dos veículos. Quando a válvula de freio de estacionamento é acionada, o ar pressurizado no interior do cilindro do freio é liberado. Assim, a energia acumulada na mola é utilizada para frear o veículo.

A energia utilizada durante a frenagem pode ser transmitida para os freios nas rodas por diversas maneiras, dependendo do tipo e porte do veículo e do sistema de freio (estacionamento, freio de serviço ou freio de emergência).

Assim, os sistemas de freios podem ser classificados conforme o meio de transmissão de energia, podendo ser mecânico, hidráulico, pneumático, ou misto como o ar sobre hidráulico.

Na transmissão de energia mecânica, mecanismos como cabos, alavancas, hastes, molas ou cames transmitem a energia para os freios nas rodas. Essa transmissão é comum em freios de estacionamento de veículos leves.

Alguns veículos têm transmissão de energia hidráulica, na qual um fluido hidráulico transmite energia para os freios. Outros têm transmissão de energia pneumática, onde o ar pressurizado (por meio do compressor) é utilizado como transmissor de energia.

A transmissão também pode ocorrer por meio de corrente elétrica. Esse sistema é utilizado nos freios elétricos. A transmissão mista utiliza dois ou mais meios para transmitir a energia para os freios nas rodas, como o ar sobre hidráulico.

Os sistemas de freio devem ser projetados para que, em caso de falha na linha de serviço, pelo menos uma parte da força de frenagem possa ser providenciada. Existem basicamente dois tipos de circuitos de freios que podem ser utilizados nos veículos: circuito simples e duplo. No circuito simples, somente uma linha transmite a energia da fonte para o freio de serviço e, nenhuma força de frenagem é produzida em caso de falha. No circuito duplo, várias linhas são usadas para transmitir a energia para os freios nas rodas e, força parcial de frenagem pode ser produzida em caso de falha.

2.4 Forças de resistência ao movimento.

Quando o veículo está em movimento, ele possui uma energia cinética que é proporcional à sua massa. Essa energia, em uma frenagem, será transformada em energia térmica e sonora nos freios do veículo e no contato entre pneumático e pavimento. Se o veículo estiver em declive, haverá um incremento da energia total, proveniente da energia potencial, que deverá ser absorvida durante a frenagem.

A ocorrência de ruído durante a frenagem é indesejável e é proveniente da irregularidade entre as superfícies que se atritam. Esse ruído indesejável deve ser reduzido ao máximo possível.

A irregularidade entre as superfícies de atrito pode ocorrer devido às falhas no processo de fabricação dos tambores, falhas de projeto, defeitos de manutenção e contaminação e depósito de materiais nas superfícies. Também pode ocorrer irregularidade entre as superfícies de atrito se as lonas ou as pastilhas forem molhadas estando em alta temperatura.

O freio pode gerar força de resistência ao movimento por meio de superfícies que se atritam ou por freios auxiliares. Esses últimos podem ser classificados em freio motor ^e ou freio de retardamento (*retarders*) que, por sua vez, é dividido em freio eletrodinâmico e freio hidrodinâmico.

Segundo GOHRING et al. (1992), o freio motor mais difundido é a válvula borboleta do sistema de escapamento que produz uma contra pressão no sistema de escapamento (*exhaust brake*). Os *retarders* geralmente são usados em caminhões e ônibus para aliviar a utilização do sistema de freio do veículo e melhorar o rendimento econômico devido ao aumento da velocidade média e redução do desgaste das lonas de freio. No freio retardador hidrodinâmico, um rotor converte a energia mecânica fornecida pelo eixo motor em energia cinética em um fluido, que é contido pelas aletas no estator, produzindo o efeito de

frenagem no rotor e, conseqüentemente, em todo o veículo. O freio de retardamento eletrodinâmico utiliza o campo magnético em um disco para gerar forças de resistência.

Em um longo período de desaceleração que ocorre quando o veículo está em declive (descida de serra), os freios podem superaquecer devido à fadiga térmica (*fade*) causando perda de eficiência. Para que não ocorra falha devido ao aquecimento, veículos comerciais com alta carga são equipados com sistemas de freio retardador. Esse sistema é independente dos freios nas rodas e reduz o seu uso aumentando o conforto para o motorista devido a redução do acionamento do freio.

As forças de frenagem nas rodas são obtidas no sistema de freio do veículo, geralmente, por atrito entre as superfícies. Entre os sistemas de freios mais utilizados nos autoveículos terrestres pode-se, atualmente, citar os de lonas atritando numa superfície cilíndrica interna da roda (freio a tambor), e os de pastilhas atritando contra um disco solidário à roda (freio a disco).

Existem outras forças de frenagem ou forças de resistência ao movimento que atuam no veículo. Essas forças de resistência ao movimento são devidas a vários fatores como o rolamento, a aerodinâmica, a inclinação da pista e a inércia das massas em translação e rotação.

CANALE, et al. (1997) mostraram a influência das forças de resistência ao movimento no consumo de combustível em veículos comerciais simples e articulados, evidenciando que a força de resistência ao rolamento e a força de resistência aerodinâmica são as que mais afetam no consumo dos veículos pesados.

Porém, numa frenagem de emergência, as forças de resistência que atuam no veículo, como a resistência do ar, a resistência ao rolamento e o freio motor são desprezadas. Esses mesmos fatores não podem ser desprezados quando o veículo

freia por longo tempo em baixa desaceleração ou quando desce uma serra com a velocidade constante.

2.4.1. Resistência de rolamento.

A resistência ao rolamento está sempre presente no veículo desde o instante que as rodas começam a rolar. Por efeito do movimento de rolamento e da carga sobre a roda, o material que compõe o pneumático sofre deformações cíclicas que produzem uma transformação de parte da energia do movimento em energia térmica no próprio pneumático. Essa energia perdida na forma de calor e som pode ser traduzida como uma força de resistência no pneumático.

O rolamento do pneumático tem uma indesejável propriedade na qual uma parte da energia gasta no movimento de rolamento é convertida em energia térmica no pneu. A temperatura do pneumático, quando alta, compromete a vida útil do mesmo.

De acordo com GILLESPIE (1992), a força de resistência ao rolamento pode ser calculada por meio da seguinte equação:

$$R_r = R_{rr} + R_{rf} = f(W_f + W_r) = f \cdot W \quad (2.1)$$

Onde:

R_r é a força de resistência ao rolamento do veículo [N]

R_{rr} é a força de resistência ao rolamento dos pneus traseiros [N]

R_{rf} é a força de resistência ao rolamento dos pneus dianteiros [N]

W_f é a força vertical no eixo dianteiro [N]

W_r é a força vertical no eixo traseiro [N]

W é o peso do veículo [N]

f é o coeficiente de resistência ao rolamento [-]

O coeficiente de resistência ao rolamento é um termo adimensional que expressa o efeito das complicadas propriedades do pneumático em contato com o pavimento. Ele é afetado pela temperatura, pela pressão interna do pneumático, pela velocidade do veículo, pelo material que compõe o pneumático, pelo tipo de pavimento, etc. GILLESPIE (1992) fornece uma tabela para valores típicos do coeficiente de resistência ao rolamento para veículos em diferentes superfícies de rodagem.

2.4.2. Esforços aerodinâmicos.

Como resultado do fluxo de ar interagindo com o veículo, forças e momentos são impostos causando força de arrasto, forças laterais, força de sustentação, momentos de guinada, arfagem, rolamento e ruído.

O arrasto é a mais importante força aerodinâmica encontrada nos veículos em alta velocidade. A força de arrasto no veículo é uma somatória dos arrastos gerados em cada componente externo (capo, pneu, vidro, sistema de arrefecimento, etc.) do veículo. A força de arrasto pode ser calculada por meio da seguinte equação:

$$D_A = \frac{1}{2} \rho V^2 C_D A_f \quad (2.2)$$

Onde:

A_f é a área frontal do veículo [m²]

C_D é o coeficiente aerodinâmico de arrasto [-]

V é a velocidade do veículo [m/s²]

ρ é a densidade do ar [Kg/m³]

Segundo GILLESPIE (1992), a resistência aerodinâmica vem da resistência do ar e depende da pressão dinâmica ($\frac{1}{2} \rho V^2$), sendo assim, proporcional ao quadrado da velocidade. A influência do arrasto durante a frenagem é pequena para veículos de passageiro. Ela pode ser desprezada em cálculos de desempenho não muito acurados. Para pequenas velocidades ela é desprezível.

A força lateral é causada pela passagem do vento nas laterais do veículo e atua no centro de pressão que é, normalmente, localizado a frente do centro de gravidade do veículo. Essa diferença de posições produz um momento de guinada.

A força de sustentação é causada pela diferença entre as pressões na parte superior e inferior do veículo. Essas forças influenciam na estabilidade direcional, pois afeta o contato entre o pneumático e o pavimento.

O momento de arfagem é causado porque a força de sustentação, normalmente, não se situa no centro de gravidade do veículo. Ela atua na transferência de peso dinâmico entre os eixos.

As forças laterais causadas pela passagem do ar na lateral possuem ponto de aplicação elevado. Isso produz o momento de rolamento que, para pequena e média velocidade, tem uma baixa influência na estabilidade do veículo.

2.4.3. Resistência de Inércia.

Quando o veículo é desacelerado, o torque de inércia dos componentes em rotação do motor (principalmente o volante), dos elementos em rotação da transmissão e das rodas tendem a aumentar o espaço de parada.

Ao desacelerar o veículo, as forças de frenagem devem desacelerar também as partes rotativas do veículo. Caso o veículo esteja engrenado, o volante do motor, e as engrenagens da transmissão devem ser desaceleradas. Por esse motivo o espaço de frenagem aumenta. Essa influência depende da marcha engrenada durante a desaceleração de emergência e é maior na primeira marcha.

A inércia desses componentes somada com a efetiva massa do veículo garante um considerável efeito na frenagem. Pode-se definir, então, um fator (γ_b) que multiplicado pela massa real do veículo inclua o efeito das partes rotativas, de acordo com CANALE (1989).

A força de inércia, incluindo a inércia das partes rotativas, pode ser calculada por meio da seguinte equação:

$$R_i = b \cdot m \cdot \gamma_b \quad (2.3)$$

Onde:

γ_b é o fator que indica a influência das partes rotativas do veículo [-]

m é a massa do veículo [Kg]

b é a desaceleração [m/s^2]

2.4.4. Efeito da inclinação do solo.

A inclinação do solo contribui diretamente para o esforço de frenagem, tanto na subida (positivo) como na descida (negativo). A força adicional no veículo devido à inclinação do solo é dada por:

$$R_g = W \sin\theta \quad (2.4)$$

Onde:

θ é o ângulo de inclinação da pista [⁰]

W é o peso do veículo [N]

2.5 Análise da estabilidade direcional na frenagem.

A resposta de um sistema mecânico pode ser estável, instável ou indiferente. A resposta estável ocorre quando o sistema perturbado volta a sua condição inicial. A resposta instável ocorre quando um pequeno distúrbio produz uma divergência cada vez maior a partir do estado inicial. A resposta indiferente não produz nem derivação nem convergência ao estado inicial.

Segundo CANALE (1989), estabilidade é definida como a tendência decrescente das amplitudes do movimento perturbado de um veículo, após algum tempo do término da perturbação. A estabilidade é diferente da dirigibilidade que é, também, definida segundo CANALE (1989) como sendo a capacidade e habilidade do veículo em responder a uma manobra do motorista.

Em um veículo, podem ocorrer distúrbios laterais durante o movimento, que serão compensados por forças produzidas pelos pneus que ainda estão rolando. Dependendo do eixo que travar, o veículo pode ser instável ou estável. A figura 2.9 mostra as forças em um veículo de passageiros dependendo do eixo que trava.

Se, em uma dada condição, ocorre travamento das rodas do eixo traseiro de um veículo (figura 2.9 à esquerda) e as rodas do eixo dianteiro continuam rolando, qualquer distúrbio externo na direção lateral, como um vento lateral, produzirá uma força lateral (F_y) no centro de gravidade do veículo que deve ser compensada por uma força lateral nas rodas que ainda estão rolando. Essa força

lateral no centro de gravidade do veículo, junto com a força de inércia (F_x) produzirá uma força resultante (R). O ângulo (α) formado entre o eixo longitudinal do veículo e a direção na qual o centro de gravidade está se movendo é o ângulo de escorregamento. As forças no pneu dianteiro (F_y) vão gerar um momento instável no centro de gravidade, pois o momento atuará no sentido de aumentar o ângulo α .

Figura 2.9 – Forças laterais no veículo quando um dos eixos trava; LIMPERT (1992).

Se as rodas do eixo dianteiro travarem (figura 2.9 à direita), o mesmo processo descrito acima ocorrerá. Porém, o momento produzido pelas forças que atuam nas rodas traseiras (F_y) será estável, pois o momento atua na diminuição do ângulo α , retornando o veículo para seu estado inicial.

Se o veículo estiver trafegando em uma superfície de rodagem assimétrica como, por exemplo, com as rodas da esquerda em uma superfície de asfalto e as rodas da direita na terra, o resultado é uma alta diferença do coeficiente de adesão entre as rodas direita e esquerda. Essa diferença, em uma frenagem, produz um travamento das rodas de um dos lados primeiro, acarretando

em uma diferença na força de frenagem o que, por sua vez, produz um momento de guinada no centro de gravidade, desestabilizando o veículo.

A estabilidade do veículo durante o processo de frenagem está associada com o travamento e escorregamento das rodas do eixo do veículo durante a frenagem. Uma vez que as rodas travaram, elas perdem a capacidade de gerar forças laterais necessárias para manter o veículo orientado na pista, GILLESPIE (1992). A estabilidade pode, também, estar associada ao tombamento do veículo em trechos curvilíneos.

Durante a execução de uma curva, segundo FANCHER JR & MATHEW (1989), a extremidade traseira dos veículos longos, quando estes estão em baixa velocidade, descrevem uma trajetória com raio de curvatura menor que a extremidade dianteira. Com o aumento da velocidade, o raio de curvatura do eixo traseiro tende a aumentar, se igualando com o raio do eixo dianteiro em uma certa velocidade. Acima dessa velocidade, a traseira descreve uma trajetória com curvatura maior, podendo ocasionar o tombamento ou a colisão em um veículo adjacente ou obstáculo.

BIRCH (1989) mostra um mecanismo de esterçamento das rodas traseiras do cavalo mecânico de um veículo articulado, demonstrando que, em um movimento curvilíneo, as rodas traseiras praticamente descrevem o mesmo raio de curvatura das rodas dianteiras possibilitando a execução de curvas com raios menores.

MATSUDA, et al. (1999) analisam o desempenho da estabilidade de veículos comerciais pesados por meio do controle do momento de guinada, controlando as forças de frenagem que atuam em cada roda do veículo quando este descreve uma trajetória curvilínea.

KRAMER, et al. (1987) mostram que a instabilidade durante a frenagem pode ser eliminada por meio da instalação de um único controlador anti travamento (ABS) no eixo motor do cavalo mecânico com semi-reboque, com o

controlador próximo ao sensor de velocidade, diminuindo o “efeito antena” e aumentando a confiabilidade. Além disso, um único ABS reduz o número de componentes e, assim, diminui os custos para instalação e manutenção.

ADAS et al. (1995) mostram a influência da distribuição das forças de frenagem na estabilidade direcional de um veículo pesado, promovendo alterações nas áreas dos cilindros das rodas dianteiras e traseiras do cavalo mecânico e do semi-reboque e, mantendo todas as outras características do sistema de freio. Com isso, a seqüência de travamento dos eixos foi alterada.

O total escorregamento das rodas de um eixo do veículo ocorre quando a força de frenagem aplicada no pneu é maior que o produto entre a força vertical nos eixos pelo coeficiente máximo de adesão entre o pneumático e o pavimento.

O travamento das rodas dianteiras causa a perda da dirigibilidade. Se o veículo estiver em uma reta, ele não poderá desviar de obstáculos. Se estiver em um trecho curvilíneo, o veículo sairá tangente a curva que estava descrevendo. Para retomar o controle do veículo, o motorista deve aliviar os freios. Assim, o torque de frenagem diminui e as rodas voltam a rolar gerando novamente forças laterais que permitem a retomada do controle direcional.

O travamento das rodas traseiras inicia a rotação do veículo (*Jackknife*) devido a qualquer distúrbio de guinada, que está sempre presente. As rodas dianteiras desenvolvem força lateral favorecendo a rotação, e o ângulo de guinada continua a crescer. Em veículos longos, como caminhões e ônibus, a aceleração rotacional é geralmente pequena, o que permite ao motorista aplicar correções para prevenir uma completa rotação.

DORION et al. (1989), descreveu dois tipos básicos de *jackknife* para veículos articulados. O primeiro se refere ao *jackknife* do cavalo mecânico, no qual o semi-reboque permanece estável e o cavalo mecânico gira rapidamente em torno da quinta roda. O segundo se refere ao *jackknife* do semi-reboque, no qual o

cavalo mecânico permanece estável e o semi-reboque gira em torno da quinta roda.

O projetista prefere que as rodas do eixo dianteiro escorreguem primeiro, pois a instabilidade do veículo pode ter consequências perigosas.

WILKINS (1977) faz uma comparação dos dispositivos anti *jackknife* (ABS e válvulas sensíveis à carga) por meio da análise dos acidentes envolvendo veículos articulados durante quatro anos, concluindo que o ABS, apesar de ser mais caro, oferece a melhor solução para o problema do *jackknife*, já que ele impede que o eixo trave independente do carregamento.

HALES (1976) realiza um estudo da estabilidade de veículos comerciais pesados com várias articulações durante o processo de frenagem, mostrando que o travamento do primeiro eixo (rodas dianteiras do cavalo mecânico) é estável, o travamento do segundo eixo produz o *jackknife* do cavalo mecânico, o travamento do terceiro eixo produz o *jackknife* do semi-reboque e o travamento do quarto eixo ou superior produz um movimento marginalmente instável.

2.6 Dinâmica pneumático-pavimento.

O pneu é o meio intermediário entre o sistema de frenagem do veículo e o pavimento, pois é ele o responsável por gerar as forças que controlam o veículo. A condição necessária para que haja movimento de rolamento é que a força transmitida ao solo seja menor ou no máximo igual ao peso efetivo sobre o eixo da roda multiplicado pelo máximo valor do coeficiente de atrito das superfícies em contato (μ_0).

Existem dois mecanismos responsáveis pelo atrito do pneumático-pavimento: histerese e adesão. A adesão é o maior responsável pelo atrito em solo

seco, mas é reduzido substancialmente quando a superfície está contaminada com água, por isso a perda de atrito em pista molhada.

Tanto a adesão quanto a histerese depende de uma certa quantidade de escorregamento na interface pneumático-pavimento; GILLESPIE (1992). Esse escorregamento é resultado da deformação da borracha da banda de rodagem do pneu para desenvolver e sustentar as forças laterais e longitudinais. Quando a roda está em movimento retilíneo, a banda de rodagem desloca-se para trás (figura 2.10b) e as fibras comprimidas se expandem escorregando sobre a superfície do solo.

Figura 2.10 – Deformação da banda de rodagem; MADUREIRA (2001)

O deslocamento da banda de rodagem produz um escorregamento parcial na área de contato fazendo com que ocorra uma diferença entre a velocidade horizontal (V) do centro da roda e a velocidade horizontal periférica na área de contato; MADUREIRA (2001).

Durante o rolamento, a deformação da banda de rodagem aumenta da frente para trás da área de contato do pneu e as forças desenvolvidas por cada elemento aumentam proporcionalmente da frente para trás. Em níveis elevados da força de frenagem, a extrema parte de trás da área de contato começa a escorregar

na superfície, e a força de contato do pneu começa a diminuir. Por causa desse mecanismo, a força de frenagem e o escorregamento são coexistentes.

Pode-se concluir que toda força transmitida ao solo por um pneu resulta de um escorregamento parcial da mesma e vice-versa. Tanto as forças de tração no pneu quanto as forças de frenagem, somente podem ser produzidas quando existir uma diferença entre o espaço percorrido pelo pneu e o espaço que o pneu deveria percorrer com a roda rolando sem escorregar. As forças laterais somente podem ser produzidas caso haja uma diferença entre a direção do rolamento da roda e a direção do movimento da mesma.

O coeficiente de atrito aumenta devido à adesão e à histerese com o escorregamento até em torno de 10 a 20% em magnitude, onde atinge seu valor máximo. O coeficiente máximo é designado por μ_0 . É ele que determina a máxima força de frenagem que pode ser obtida em um determinado pneumático-pavimento. Para elevados escorregamentos, o coeficiente diminui, atingindo seu menor valor em 100% de escorregamento representando a condição de completo travamento das rodas e denotado por μ_s .

O valor máximo do coeficiente de atrito depende de muitos fatores, mas em especial da borracha da banda de rodagem, do pavimento e da presença de corpos entre eles, como sujeira, água, etc. Segundo GILLESPIE (1992), existem outras variáveis que influem na adesão entre o pneumático e o pavimento como a velocidade, a pressão do pneu e o carregamento vertical.

WILLIAMS (1976) mostra o fenômeno de aquaplanagem em várias superfícies de rodagem (concreto, asfalto e outros) enfatizando o problema da velocidade e da pressão na área de contato do pneu, atentando-se para a importância da drenagem pois, em pista molhada, um dos requisitos da interface do pneumático-pavimento é desfazer a camada de água entre as superfícies para permitir a melhor pressão de contato.

Os máximos valores de μ_0 e μ_s diminuem com o aumento da velocidade para o veículo trafegando em pista seca e, ambos os coeficientes, são ainda menores em pista molhada. Com o aumento da velocidade, maior é a dificuldade de retirar a água da área de contato entre o pneumático e o pavimento e, quando a velocidade for alta o suficiente e o filme de água for espesso o suficiente, o pneu perderá o contato com a pista criando uma condição conhecida como aquaplanagem.

Com relação à pressão interna do pneu, os dois coeficientes são levemente afetados. Em pista molhada, o aumento da pressão melhora significativamente tanto o μ_0 como o μ_s .

Outro fator importante que deve ser considerado com relação ao pneu é o desgaste, que, de acordo com WILLIAMS et. al (1976) influi diretamente na distância de parada do veículo. Quanto mais utilizado for o pneu, mais gasta estará a banda de rodagem e menor será o coeficiente de adesão do pneumático.

2.7 Distribuição das forças entre os eixos.

Durante a frenagem ocorre uma transferência de peso do eixo traseiro para o dianteiro tal que o carregamento sobre os eixos é o estático mais a transferência de peso dinâmico; GILLESPIE (1992).

A força de frenagem ideal em cada roda nos eixos do veículo pode ser obtida por meio do produto entre o coeficiente de adesão entre o pneumático e o pavimento pela força vertical em cada eixo. Os eixos devem ter o mesmo coeficiente de adesão máximo para que a desaceleração seja máxima, ou seja, todos os eixos devem estar na iminência de escorregar, ao mesmo tempo.

O coeficiente de adesão utilizado por eixo é uma forma de medir o quanto perto está a atual distribuição das forças de frenagem da ótima. O coeficiente de adesão utilizado por eixo do veículo pode ser calculado por:

$$\mu = B_i / Wb_i \quad (2.5)$$

Onde:

B_i é a força de desaceleração [m/s²]

Wb_i é o peso no eixo [Kg]

A estabilidade do veículo pode ser observada por meio da relação entre a distribuição das forças normais nos eixos do veículo e a real distribuição das forças de frenagem nos mesmos eixos. Com essas distribuições pode-se analisar o comportamento do veículo com relação ao escorregamento e sua sequência nas rodas dos eixos.

Desde que os freios traseiro e dianteiro são acionados por um único pedal de freio, é praticamente impossível obter, no mesmo instante, o mesmo coeficiente de adesão nos eixos.

A força de frenagem é aplicada diferentemente para cada um dos eixos como mostra o gráfico da figura 2.11 para um veículo de dois eixos. Nela, nota-se que, somente em um ponto (cruzamento das linhas) os dois eixos têm as forças de frenagem iguais às ideais e, com isso, os coeficientes de adesão dos eixos são iguais. Abaixo deste ponto ocorrerá travamento do eixo dianteiro, pois a força de frenagem real aplicada no eixo dianteiro é maior que a força de frenagem ideal. Acima do ponto de cruzamento, o travamento será do eixo traseiro, pois a força de frenagem real aplicada no eixo traseiro é maior que a força de frenagem ideal.

Como, devido à transferência de peso entre os eixos, o peso no eixo traseiro diminui, menor deve ser a força de frenagem que atua naquele eixo para que a roda não trave. A distribuição das forças de frenagem deve seguir a

distribuição das forças verticais nos eixos do veículo durante o processo de frenagem.

Existem algumas válvulas, instaladas nos eixos, que percebem a diminuição do peso e atuam no sentido de diminuir a força de frenagem aplicada naquele eixo evitando o travamento das rodas. Esta é uma das formas de se melhorar a distribuição das forças de frenagem nos eixos.

Figura 2.11 – Relação entre Força Frenagem ideal e real; OPPENHEIMER (1988).

As forças de frenagem podem ser fixas ou variáveis, dependendo se o veículo possui válvulas sensíveis à carga ou não. Quando as forças de frenagem são fixas, não importa a transferência de peso entre os eixos, sempre a mesma porcentagem de força de frenagem, definida no projeto, será empregada nos eixos, antes do travamento de algum deles. Se as válvulas sensíveis a peso forem instaladas no veículo, a distribuição das forças de frenagem torna-se variável e se aproxima da distribuição ideal. O objetivo da distribuição variável é trazer a eficiência do sistema de freio próximo a 100%, para uma grande variedade de condições operacionais e para várias condições de pista.

Quando a distribuição das forças de frenagem real é igual à ideal, todo o coeficiente de adesão disponível está sendo utilizado na desaceleração do veículo. Essa condição de ótima utilização do coeficiente de adesão, onde todos os eixos do veículo travam ao mesmo tempo, geralmente só ocorre para uma dada condição operacional.

Para melhorar a segurança do veículo, é ideal que a distribuição das forças de frenagem seja tal que, em uma frenagem severa, as rodas do eixo dianteiro travem antes, evitando a ocorrência de movimentos perigosos.

A adequada distribuição das forças de frenagem nos eixos do veículo é o primeiro fator que contribui para que o sistema de freios instalado no veículo apresente bons resultados durante a frenagem. A distribuição das forças normais nos eixos no ônibus biarticulado pode variar muito devido às diversas possibilidades de seu carregamento.

2.8 ABS (Anti lock Brake Systems).

O sistema ABS percebe quando o escorregamento ocorre e libera momentaneamente a pressão nos freios para que a roda volte a rolar e então reaplica novamente os freios.

Os sistemas de freios automáticos (ABS) estão cada vez mais sendo utilizados nos veículos de passageiros e de carga. Apesar desta tecnologia estar disponível desde os anos 50 em aviões, sua utilização em veículos não era comum devido à pequena demanda e o alto custo do componente no Brasil.

O travamento da roda do veículo é evitado, durante a frenagem, porque o sistema ABS ajusta a força de frenagem aplicada na roda com o coeficiente de adesão disponível entre o pneumático e o pavimento. Sob condições normais, o motorista opera normalmente, mas sob solo escorregadio ou em uma frenagem

severa, o ABS regula a linha de pressão e, conseqüentemente, a força de frenagem, independente da força no pedal, impedindo o travamento das rodas.

A força de frenagem máxima do veículo e, conseqüentemente, a máxima desaceleração é conseguida quando todas as rodas do veículo estiverem com o mesmo coeficiente de atrito máximo entre o pneumático e o pavimento, ou seja, quando todas as rodas do veículo estiverem na iminência de escorregar. Normalmente, isso não é conseguido, sem o ABS, devido ao balanceamento dos pesos dinâmicos entre os eixos do veículo.

Quando os freios são aplicados, a pressão no cilindro de freio aumenta, gerando força de frenagem e diminuindo a velocidade da roda. Se os freios forem aplicados em um nível elevado, ou se a pista estiver escorregadia, a velocidade angular de uma ou mais rodas, cai rapidamente, indicando que o pneu passou pelo máximo coeficiente de atrito (μ_0) e está caminhando para o travamento das rodas. Neste instante, o ABS interfere e libera a pressão nos freios das rodas antes do travamento ocorrer. Uma vez que a roda voltou a rodar, os freios são aplicados novamente.

No ponto do coeficiente de adesão máximo μ_0 (figura 2.12), a desaceleração máxima do veículo, sem que nenhuma roda escorregue, é alcançada, marcando a separação da região instável e estável. Além desse ponto, o excessivo torque de frenagem causa o travamento das rodas em um curto intervalo de tempo.

Atualmente, de acordo com GILLESPIE (1992), sistemas modernos de ABS são capazes de liberar os freios antes do travamento das rodas e manter a pressão para obter o maior coeficiente de atrito entre o pneu e o pavimento.

Na figura 2.12 pode-se observar que o coeficiente de adesão lateral (μ_L) é zero para 100% de escorregamento. Isto explica o fato da perda de controle direcional quando as rodas dianteiras travam.

Figura 2.12 – Coeficiente de adesão X escorregamento; OPPENHEIMER (1988).

Quando o coeficiente de atrito passa pelo pico (máximo), inicia-se o travamento da roda e nenhum aumento da pressão nos cilindros de freio é capaz de aumentar a força de frenagem. Pelo gráfico da figura 2.12, nota-se que o máximo coeficiente de atrito ocorre com 20% do escorregamento. O objetivo do ABS é manter cada pneu do veículo operando próximo do pico da curva de coeficiente de adesão longitudinal (μ_B) versus a porcentagem de escorregamento dos pneus, mostrada na figura 2.12.

Basicamente, o ABS é constituído por um sensor colocado próximo a uma roda dentada que gira junto com a roda do veículo. Esse sensor mede a rotação da roda e envia a informação para uma unidade eletrônica que regula a força necessária de frenagem para que a roda utilize todo o coeficiente de adesão disponível.

O sistema ABS opera por meio de controle eletrônico que mede a rotação da roda, compara com a rotação das outras rodas do veículo, verificando se a mesma está na iminência de escorregar. Caso esteja, a unidade eletrônica envia um sinal para um solenóide para reduzir a pressão no freio e ajustar a força de

frenagem para que se evite o travamento da roda. Quando a roda volta a velocidade normal, a solenóide libera a aplicação da pressão no freio.

Com a utilização do ABS no processo de frenagem, ocorre a aplicação e liberação do freio repetidas vezes. Dependendo das características do ABS utilizado, essa repetição ocorre de três a cinco vezes por segundo.

O sistema ABS não dispensa o balanceamento dos freios e a boa distribuição das cargas verticais nos eixos do veículo, segundo LIMPert (1992). Essas características são essenciais para se obter um bom desempenho do veículo durante a frenagem. Na verdade, o ABS é um dispositivo que auxilia a frenagem, melhorando a estabilidade do veículo, diminuindo o espaço de frenagem e elevando a desaceleração.

Caso o sistema ABS venha a falhar, isso não pode prejudicar o funcionamento normal dos freios. Logo, é importante que o veículo tenha um sistema de freio com bom desempenho e boa distribuição da carga para que os freios possam atuar satisfatoriamente.

O sistema ABS é instalado no veículo para que este tenha uma segurança maior na frenagem dentro do seu uso normal. Porém alguns motoristas são estimulados a ultrapassar os limites de desempenho por saber que existe tal sistema em seu veículo. Por isso, os manuais dos veículos devem explicar o funcionamento desse sistema a fim de evitar tais procedimentos por parte dos motoristas.

Segundo LIMPert (1992), o ABS deve apresentar outros requisitos importantes:

1. Manutenção do esterçamento durante o controle do ABS;
2. Manutenção da estabilidade e habilidade de esterçar o veículo é mais importante que o distância mínima de parada;

3. ABS deve se adaptar rapidamente às mudanças na pista;
4. ABS deve minimizar o momento de guinada durante a frenagem;
5. ABS deve reconhecer a aquaplanagem e manter a estabilidade direcional;
6. ABS deve promover estabilidade em curva;
7. ABS deve ter bom desempenho para todo tipo de pneu;
8. Mau funcionamento deve ser informado ao motorista;

2.9 Eficiência do sistema de freios.

O conceito de eficiência foi desenvolvido como uma medida do desempenho, visto que, a frenagem de qualquer veículo varia com o atrito da superfície de rodagem. Segundo LIMPert (1992), a eficiência é definida como a razão entre a desaceleração máxima que o veículo pode desenvolver sem perda de estabilidade e dirigibilidade pela desaceleração máxima que seria obtida com todas as rodas freando com aderência máxima (μ_0). A eficiência é então calculada por:

$$\text{Efic.} = b_{\max} / (\mu_0 \cdot g) \quad (2.6)$$

Onde ($\mu_0 \cdot g$) é a máxima desaceleração que o veículo pode ter sem e é calculada por meio do produto do coeficiente de adesão máximo entre o pneumático e o pavimento pela aceleração da gravidade.

Normalmente, as rodas de cada eixo do veículo possuem coeficientes de adesão diferentes, independentemente do sistema de freio instalado.

A eficiência expressa o quanto o coeficiente de adesão foi utilizado durante o processo de frenagem do veículo sem que as rodas travem, sendo um

método útil para avaliar o desempenho do sistema de freios, especialmente em veículos como o ônibus biarticulado onde vários eixos estão envolvidos. Se a eficiência do sistema de freio fosse de apenas 50%, o veículo aproveitaria apenas metade da capacidade de frear.

Somente quando a distribuição real das forças de frenagem nos eixos for igual a ideal, ou seja, quando todos os eixos têm o mesmo coeficiente de adesão (μ_0) para uma dada pressão, indicando que eles todos teriam uma força de frenagem proporcional ao seu carregamento, a eficiência do sistema de freios do veículo será 100%. Porém, devido às diversas condições de carregamento, a transferência de peso entre os eixos durante a frenagem, e outros fatores, levam normalmente o sistema a ter menos do que 100% de eficiência.

Quando a eficiência é menor que 100%, ocorrem duas situações nos eixos do veículo durante a frenagem. Primeiro, as forças de frenagem de um dos eixos requerem mais coeficiente de adesão do que o disponível para uma dada pista. Neste caso, todas as rodas deste eixo travam. Segundo, as forças de frenagem dos outros eixos possuem um coeficiente de adesão inferior ao disponível da pista. Neste caso, esses eixos utilizam pouco o coeficiente de adesão levando a uma baixa eficiência do sistema de freio.

A maioria das pistas tem coeficiente de adesão suficientemente alto para acomodar a maioria da demanda de desaceleração exigida pelos motoristas, isto se o coeficiente de adesão for eficientemente utilizado nos eixos. Isto é, se um veículo tiver 100% de eficiência sobre todas as condições operacionais, haverá pouca probabilidade de um travamento das rodas. Porém, quando a eficiência for menor que 100%, maior coeficiente de adesão será requerido por um dos eixos do veículo para se obter a desaceleração desejada.

GILLESPIE (1992) mostra que existe uma dramática relação entre a eficiência de um sistema de freios e o número de incidentes de escorregamento das rodas dos eixos, por ano de operação durante a frenagem. Esta relação é exponencial e é mostrada na figura 2.13.

Figura 2.13 – Probabilidade de travamento das rodas; GILLESPIE (1992).

A ocorrência de escorregamento das rodas dos eixos do veículo está diretamente relacionada com a ocorrência de acidentes. Isso porque, o escorregamento das rodas dianteiras causa perda de dirigibilidade do veículo e o escorregamento das rodas traseiras faz com que o veículo gire perigosamente e rapidamente na pista.

A maioria dos escorregamentos relacionada na figura 2.13 ocorreu em pistas com baixo coeficiente de adesão, que são, normalmente, condições de pista molhada. Já que a maioria dos escorregamentos ocorreu com baixo coeficiente de adesão, uma ênfase deve ser dada nestas condições para a obtenção de uma boa eficiência.

2.10 Efeitos da temperatura na frenagem.

A frenagem é uma conversão da energia cinética e potencial em energia térmica e sonora que ocorre por meio do atrito entre as lonas e os tambores ou entre as pastilhas e os discos. Logo, um fator importante no desempenho dos freios é a temperatura das faces que se atrimam.

Segundo CANALE, et al. (1999), o superaquecimento das guarnições pode acarretar em sérias consequências como a mudança do coeficiente de atrito, a ocorrência de *fading*, trincas no disco, aumento do desgaste, aquecimento do fluido de freio e variação do fator de freio.

A temperatura e sua variação tem grande efeito sobre a desaceleração e sobre a eficiência do sistema de frenagem, isso porque, quando o limite térmico do material é ultrapassado, o coeficiente de atrito das guarnições decresce com o aumento da temperatura, diminuindo consequentemente o torque de frenagem. Esse fenômeno é conhecido como *fading*.

O aumento exagerado da temperatura diminui a resistência à abrasão das pastilhas e lonas, diminuindo com isso sua vida útil. Além disso, quando altas temperaturas são atingidas no sistema de freio, o contato entre a pastilha e disco ou lona e tambor é alterado provocando um desgaste irregular do material de atrito e reduzindo a vida útil.

Um dos grandes problemas que afetam o sistema de freio é o seu superaquecimento durante o processo de frenagem o qual pode afetar também as rodas e os pneus. O problema piora se todo o sistema estiver operando em carga máxima ou sobrecarga.

As más condições de utilização do veículo podem agravar a temperatura do sistema de freio. Essas condições são: sobrecarga do veículo, submetendo o sistema de freio a uma inércia superior ao que foi projetado; má distribuição do carregamento, o que interfere na distribuição das forças verticais e de frenagem; e

ausência da manutenção dos discos/tambores e pastilhas/lonas o que afeta o contato entre eles.

A dissipação de calor gerado no freio para o meio ambiente é, também, um fator importante de desempenho, principalmente nas frenagens intermitentes, mas constantes. Se a dissipação de calor não ocorrer de forma eficiente nos freios, a temperatura pode elevar-se afetando a eficiência do sistema de freios. Por exemplo, em uma frenagem de emergência a energia gerada é alta e uma pequena parte dela é dissipada para o meio ambiente por meio da condução, radiação e convecção, sendo a última a mais importante delas.

Cada uma dessas formas de dissipação tem sua importância relacionada com o tipo de frenagem aplicada no veículo. Se o veículo estiver em movimento, tem-se a dissipação por convecção forçada e se o veículo estiver parado, tem-se a dissipação por convecção normal.

Existem dois tipos de frenagem onde a temperatura deve ser observada no projeto de freios: a frenagem moderada e de longa duração que ocorre, por exemplo, em uma descida e a frenagem severa e de pequena duração que é conhecida como frenagem de emergência.

Na frenagem de longa duração, todo o calor gerado deve ser dissipado para o meio ambiente. Neste caso, a dissipação de calor por meio da convecção exerce um papel de maior importância em relação às outras duas formas de dissipação de calor. Portanto, nesse tipo de frenagem, deve haver uma eficiente ventilação nos freios.

Na frenagem de emergência, toda a energia deve ser armazenada no sistema mecânico do freio, principalmente tambores e discos. Neste caso, praticamente não existe dissipação por convecção, pois esse tipo de frenagem é caracterizado por ter uma alta desaceleração em um curto intervalo de tempo.

Em ambos os casos, na frenagem de emergência ou na frenagem de longa duração, o calor gerado e armazenado não deve ultrapassar o limite de temperatura determinada pelos materiais que se atiram.

O problema do superaquecimento está presente em todas as condições. Porém, devido ao fato de que a frenagem de emergência ocorre em um curto período de tempo, praticamente toda a energia cinética se transforma em calor no sistema de freio e somente uma pequena quantidade é dissipada para o meio ambiente. Desta forma, a capacidade termal do sistema de freios do veículo é definida para a frenagem de emergência de acordo com IOMBRILLER & CANALE (1997).

Estudos do efeito da temperatura no sistema de freios devem ser realizados, acompanhados por cálculos e comparados com testes em campo para a validação do modelo matemático adotado. IOMBRILLER & CANALE (1997) desenvolvem um programa computacional para analisar os efeitos da temperatura no sistema de freio em um ônibus durante uma frenagem de emergência e comparam os resultados com os experimentais obtidos em teste de pista.

Com os cálculos o projetista pode obter informações necessárias para definir o sistema de freio. Essas informações são as características do sistema de freio como, por exemplo, a massa dos discos e tambores necessária para a dissipação da temperatura, os melhores materiais que podem ser utilizados na construção dos componentes e outros.

Existe uma transformação de energia cinética em térmica que ocorre nas rodas, no contato entre o pneumático e o pavimento. O calor produzido neste contato se deve ao escorregamento entre os mesmos. Quanto maior for o escorregamento, maior será o calor produzido nos pneumáticos.

Quando ocorre escorregamento total da roda, o calor produzido no contato entre o pneumático e o pavimento será grande. Isso pode provocar um

desgaste irregular e excessivo nos pneumáticos prejudicando a eficiência e a estabilidade do veículo em uma frenagem.

Segundo WILLIAMS, et al. (1976), sob condição de frenagem severa com os pneus rolando, 95% da energia cinética do veículo é dissipada dentro dos freios e apenas 5% nos pneus. Sob condição de frenagem severa com os pneus travados, 95% da energia é dissipada nos pneus e 5% nos freios.

2.11 Tempo de reação do motorista.

Segundo LIMPert (1992), o tempo de reação do motorista apresenta quatro fases: percepção, julgamento, início da reação e execução da reação. Esses tempos foram medidos em testes.

Inicialmente, o objeto, que representa perigo, deve ser focalizado pelos olhos do motorista antes de qualquer reação. Esse tempo é o da percepção e está estimado em 0,32 a 0,55 segundos. Depois que o objeto foi localizado, é necessário que o motorista analise se há risco de acidente. Esse é o tempo de julgamento do motorista e não foi estimado em testes. Após o objeto ser focalizado, ocorre o tempo de reação para que o motorista retire o pé do acelerador e está estimado entre 0,22 a 0,58 segundos. O tempo de execução cobre o período do final da retirada do pé do motorista do acelerador até o início da aplicação no pedal de freio. Esse tempo está estimado em 0,15 a 0,21 segundos.

Durante esse intervalo de tempo (reação do motorista), não há aplicação do freio por parte do motorista. O veículo percorre uma distância que é proporcional ao tempo de reação do motorista multiplicado pela velocidade do veículo. A distância total percorrida pelo veículo é altamente afetada pelo tempo de reação do motorista.

O tempo de reação do motorista pode variar muito dependendo de fatores tais como: ergonomia, visibilidade, condições físicas e psicológicas. O adequado projeto ergonômico da cabina do motorista e dos sistemas que ele opera contribui para reduzir o tempo de reação numa situação de emergência. O conforto contribui para diminuir a fadiga do motorista em viagens longas, contribuindo decisivamente para que este reaja rapidamente numa situação de emergência.

Estima-se que esse tempo de reação varie entre 0,5 a 2,0 segundos. A presença de álcool no organismo, mesmo em doses pequenas, aumenta dramaticamente o tempo de reação do motorista.

McLEAN (1976) propôs um modelo matemático para simular o comportamento do motorista durante a frenagem, considerando a reação visual do motorista, a velocidade do veículo e a distância de parada estabelecida, para calcular a taxa de desaceleração que deve ser imposta para parar o veículo.

2.12 Tempo de resposta do sistema de freios.

O tempo de resposta do sistema de freio é contado desde o instante em que o pedal de freio é acionado, até o instante de plena atuação do sistema de freio.

A figura 2.14 mostra uma curva típica do tempo de resposta do sistema de freio medida em um cavalo mecânico semi-reboque. Após o acionamento do pedal de freio, o tempo para o sistema iniciar a frenagem vencendo inércia e folgas é chamado t_1 . É o tempo que o ar pressurizado leva para atravessar o circuito de freio, desde a válvula de aplicação até o cilindro.

O tempo necessário para que as lonas vençam a folga e pressionem os tambores é chamado t_2 . Esse tempo de resposta é proporcional ao volume que o cilindro de freio deve deslocar para mover as lonas contra o tambor. O tempo

necessário para o sistema de freios atuar plenamente é chamado t_3 . É o tempo necessário para que a pressão do freio atinja o valor de 90% da pressão do reservatório, de acordo com LIMPert (1992). A somatória desses três tempos ($t_1 + t_2 + t_3$) é o tempo de resposta do sistema de freio do veículo.

Figura 2.14 – Tempo de resposta do sistema de freio; LIMPert (1992).

Em freios de estacionamento ou de emergência, que são acionados mecanicamente, o tempo de resposta é relativamente pequeno e é uma função da distância requerida para superar o espaço livre entre a lona e o tambor.

O tempo de resposta do sistema de freio pneumático é relativamente elevado. Os projetistas tentam diminuir esse tempo projetando convenientemente o sistema de freio e, em alguns casos, utilizando-se de válvulas relê, colocadas no circuito pneumático que, sendo controladas por outras, diminuem a distância entre o reservatório de ar e o cilindro de freio. Devido ao seu comprimento, o ônibus biarticulado possui quatro válvulas relê.

Segundo LIMPert (1992), o aumento da pressão do sistema, a redução do comprimento do circuito e a redução do curso do cilindro do freio contribuem para a diminuição do tempo de resposta. OTTO (1976) considera o aumento da pressão do sistema de freios é uma maneira de diminuir o tempo de resposta.

Através da análise de todas as propriedades dos componentes do sistema para o aumento da pressão, OTTO (1976) conclui que o compressor é o componente que limita a pressão do sistema.

2.13 Análise da distância de parada.

A distância de parada dos veículos pode ser afetada por uma grande variedade de parâmetros, entre eles o motorista, o veículo, o sistema de freio, o pneu, o pavimento e condições ambientais.

A figura 2.15 mostra os gráficos da força no pedal, da desaceleração, da velocidade e da distância, todos em função do tempo. A partir do gráfico da desaceleração, é obtido o gráfico da velocidade por meio da integração e, integrando esse gráfico, obtêm-se o gráfico da distância percorrida pelo veículo.

Considerando a figura 2.15a, tem-se que a força no pedal é função dos tempos de resposta do motorista e do sistema de freio. No tempo zero, o motorista reconhece o perigo e, depois do tempo de reação dele, t_r , começa a aplicar o freio. Depois que o tempo de reação do sistema de freio, no qual inclui-se o tempo para as lonas com o tambor tiver passado, a desaceleração do veículo começa.

A desaceleração começa a crescer linearmente a partir do ponto 1, quando o torque de frenagem começa, e pára de aumentar o seu valor no ponto 2 porque, neste ponto, a força no pedal é constante ou porque os freios já estão travados e nenhum aumento na pressão é capaz de produzir aumento nas forças de frenagem.

A velocidade do veículo é, também, função dos tempos de resposta como mostrado na figura 2.15c. Sem que haja alguma desaceleração, a velocidade permanece constante. Porém, quando há forças de frenagem nas rodas do veículo, existe desaceleração e a velocidade diminui.

Figura 2.15 – Análise da distância de parada; LIMPET (1992).

Dependendo do veículo e do processo de frenagem, outras forças de desaceleração como o freio motor, forças aerodinâmicas e resistência ao rolamento devem ser consideradas. Porém, segundo LIMPET (1992), a consideração dessas forças aumenta em apenas 0,5 a 1% na distância total percorrida pelo veículo.

O diagrama de velocidade mostrado na figura 2.15c apresenta uma curva da velocidade entre os pontos 1 e 2, onde a desaceleração é variável. Quando a desaceleração é constante, entre os pontos 0 e 1 e, 2 e 3, a velocidade é linear. No ponto 3, a velocidade é zero o que significa que o veículo está parado.

A distância total percorrida pelo veículo pode ser calculada como sendo uma soma das distâncias individuais nos intervalos de tempo, começando da reação do motorista até o início da desaceleração, durante o tempo de aumento da desaceleração e, quando a desaceleração é constante até a velocidade do veículo ser zero. De modo mais simplificado, a distância de parada é a soma de $S_1 + S_2 + S_3$ da figura 2.15d.

2.14 Rampa Máxima.

A rampa máxima é a inclinação da pista que o veículo pode permanecer estacionado utilizando apenas o freio de estacionamento. Seu valor é dado em porcentagem e é definido como sendo a tangente do ângulo formado entre o plano e a pista inclinada.

No cálculo da rampa máxima, a força de frenagem produzida pelo freio de estacionamento deve ser igual a projeção do peso do veículo no plano inclinado, equilibrando, assim, as forças e mantendo o veículo estacionado. No caso do ônibus biarticulado, os eixos que possuem freio de estacionamento são o eixo traseiro do cavalo mecânico e o eixo do primeiro semi-reboque.

Os cilindros dos eixos que possuem freio de estacionamento são chamados de combinados e são dotados de uma segunda câmara com uma mola que atua caso não haja pressão no sistema de freio. Assim, quando a manivela do freio de estacionamento é acionada, a câmara da mola no cilindro combinado é despressurizada, liberando o acionamento da mola que, por sua vez, aciona a haste do cilindro atuando na alavanca ajustadora de folga e comprimindo a lona contra o tambor.

Existe uma diferença na rampa máxima que o veículo pode atuar dependendo do pivotamento das sapatas. Por exemplo, se em marcha a frente as

sapatas forem primária-primária, em marcha à ré elas serão secundária-secundária. Portanto, se o veículo estiver estacionado em uma descida a rampa poderá ter uma inclinação maior, pois o freio é primário-primário o qual apresenta um fator de freio elevado. Caso o veículo esteja estacionado em uma subida, o freio é secundário-secundário e a inclinação da rampa deverá ser menor.

No caso do ônibus biarticulado investigado nesta pesquisa, todos os freios possuem a configuração primária-secundária e, por isso, nos dois sentidos de movimento o ônibus pode permanecer estacionado com a mesma inclinação máxima de rampa.

2.15 Passeio do centro de gravidade.

O posicionamento do centro de gravidade é um fator que afeta o desempenho e a estabilidade de um veículo durante o movimento de frenagem por causa da sua influência na distribuição das forças verticais (dinâmicas e estáticas) nos eixos. Segundo FERNANDES, et al. (1997), com a aplicação do passeio do centro de gravidade, o desempenho do veículo pode ser avaliado por meio da desaceleração, do espaço de parada e da eficiência.

Os projetistas encontram dificuldades para calcular os pesos dinâmicos máximos para todos os carregamentos possíveis e admissíveis do veículo devido as inúmeras posições do centro de gravidade. Todas as condições operacionais deveriam ser consideradas, ou, pelo menos, as mais críticas. CANALE & RUFFINO (1993) estudaram um sistema semi-automático, ou seja, sem realimentação que, por meio de sinais provenientes de um acelerômetro e um sensor de peso, estabelecem o balanceamento das forças de frenagem nos eixos do veículo mais próximos da ideal.

Para resolver o problema do posicionamento do C.G., deve ser realizado o passeio do centro de gravidade nas direções lateral, longitudinal e na altura com relação ao pavimento, segundo CANALE (1993). Os inúmeros carregamentos, que satisfazem as restrições impostas pelo fabricante, determinam uma região no espaço onde o centro de gravidade deve estar.

Assim, o passeio do centro de gravidade ou balanceamento estático representa graficamente todas as possíveis e admissíveis posições do centro de gravidade do veículo, obedecendo às restrições geométricas e as impostas pelo fabricante como os limites de carga nos eixos e nas quinta rodas.

A análise gráfica do passeio do centro de gravidade permite a visualização do desempenho do veículo para qualquer condição operacional, em qualquer condição de pista. A partir dos gráficos do passeio do centro de gravidade, é possível traçar outros gráficos como o espaço de frenagem, a desaceleração, as forças de frenagem, as forças verticais nos eixos (todos em função do peso e posição do centro de gravidade do veículo) para todas as possíveis condições de carregamento.

Por meio dos gráficos do espaço de frenagem pelo peso do veículo, utilizando a técnica do balanceamento estático em um veículo de passageiros, CANALE & RUFINO (1992) analisaram seu desempenho de frenagem, mostrando a influência que o posicionamento do C.G. causa no espaço percorrido e na desaceleração máxima que o veículo pode ter durante a frenagem.

FONSECA, et al. (1995) analisam a influência do passeio do centro de gravidade de um cavalo mecânico semi-reboque por meio da comparação da distância de parada ideal, durante o processo de frenagem, com a distância de parada do veículo para diversas condições de carregamento.

FERNANDES (1994) faz um estudo abrangente das possíveis e admissíveis posições do centro de gravidade de um semi-reboque FNV carga seca, utilizando a técnica do balanceamento estático, respeitando as restrições

geométricas e impostas pelo fabricante e respeitando os requerimentos da norma ECE-R13. As figuras 2.16 e 2.17 identificam as posições do C.G., representadas pela área hachurada nos gráficos, no plano longitudinal e na altura, respectivamente.

Figura 2.16 – Variação do C.G. na longitudinal; FERNANDES (1994)

FERNANDES, et al. (2000) mostram que a técnica do balanceamento estático é uma maneira confiável para auxiliar os motoristas a carregarem seus caminhões no sentido de proporcionar ao veículo estabilidade direcional e frenagem segura.

Com as restrições do peso máximo estático nos eixos especificados pelo fabricante, e com a definição das estações de carregamento¹, que são os locais onde as pessoas podem permanecer, sentadas ou em pé, o passeio do centro de gravidade nas direções longitudinal, lateral e vertical pode ser calculado por meio dos métodos descritos por CANALE (1989). Esse cálculo é realizado para o ônibus biarticulado no capítulo quatro.

1 - Vide figura 1 do apêndice.

Figura 2.17 – Variação do C.G. na altura; FERNANDES (1994)

2.16 Classificação do ônibus biarticulado segundo a Norma ECE-R13.

Embora não exista classificação para o ônibus biarticulado na ECE-R13, ela foi usada como referência neste trabalho.

Segundo o anexo 7 da norma ECE-R13 os veículos podem ser agrupados em cinco categorias: L, M, N, O e T. A categoria L engloba veículos motores com menos de quatro rodas. A categoria M reúne os veículos motrizes de transporte de passageiros com, pelo menos, quatro rodas. A categoria N é para veículos motrizes com, pelo menos, quatro rodas usados para transporte de mercadorias. A categoria O enquadra os reboques e semi-reboques. E a categoria T é para tratores.

Dentro da categoria M, que é a categoria para transporte de passageiros, existem três subcategorias: M1, M2 e M3. A categoria M1 é para veículos com menos de oito assentos, a categoria M2 é para veículos com mais de oito assentos,

mas com um peso máximo não superior a cinco toneladas e a categoria M3 é para veículos com mais de oito assentos e com um peso máximo superior a cinco toneladas.

As subcategorias M2 e M3 apresentam três classes: I, II e III. A classe I é para veículos urbanos que apresentam assentos e espaços para os passageiros permanecerem em pé. A classe II os veículos interurbanos que podem ter condições para transportar passageiros em pé, mas apenas no corredor. E, a classe III é para os veículos que não apresentam condições para transportar passageiros em pé.

Como a norma não especifica uma categoria ou subcategoria ou mesmo classe para veículos articulados usados para o transporte de passageiros, esses veículos (ônibus articulado e biarticulado) são enquadrados na mesma categoria dos ônibus comuns: categoria M3. Portanto o ônibus é classificado como sendo pertencente a categoria M3 e classe I, e, sendo assim, deve atender aos requisitos que a norma estabelece para essa categoria.

3. MODELO MATEMÁTICO E SISTEMA COMPUTACIONAL

3.1 Hipóteses adotadas

As hipóteses adotadas a seguir garantem a simplificação do modelo matemático adotado para o ônibus biarticulado sem prejudicar significativamente os resultados que serão obtidos com o veículo freando em regime permanente, facilitando o equacionamento matemático e a realização do programa computacional.

O veículo é considerado como sendo um corpo rígido, onde toda a sua massa, inclusive a massa não suspensa, está concentrada no centro de gravidade. A suspensão do veículo também foi considerada um corpo rígido. De acordo com GILLESPIE (1992), essas considerações não afetam significativamente nos resultados finais.

Para o cálculo da distância de parada do veículo, o tempo de resposta do sistema de freio foi considerado e o tempo de reação dos diversos componentes que atuam no circuito de freio está incluso dentro do tempo de resposta do sistema de freio. Já o tempo de resposta do motorista, por depender de uma série de fatores externos ao veículo como, por exemplo, a condição física e psicológica do motorista, não foi incluído nos cálculos.

O veículo estudado movimenta-se em trajetória retilínea durante a frenagem. Cálculos de frenagem para trajetórias curvilíneas não foram realizados.

A pista é considerada plana, pois os testes em campo são realizados nessas condições e, portanto, o efeito da inclinação do solo não foi considerado nos resultados apresentados neste trabalho. Os testes em campo considerando a inclinação do solo são realizados para freio de estacionamento e frenagem moderada de longa duração, mas não para frenagem de emergência (que é a frenagem analisada neste estudo).

A força de arrasto não foi considerada, pois o veículo trafega em baixa velocidade e, no tipo de frenagem estudado (frenagem de emergência), o seu efeito é desprezível, segundo LIMPert (1992).

O efeito das partes rotativas (sistema de transmissão e rodas) não foi considerado nos resultados pois a inércia das massas rotativas comparada com a inércia do ônibus biarticulado é desprezível.

A válvula freio motor não foi considerada, pois a frenagem estudada é de emergência, sendo sua força de resistência desprezível.

A resistência ao rolamento foi considerada, pois o veículo apresenta elevadas cargas verticais nos eixos, o que gera uma força de resistência ao rolamento significativa nas rodas do ônibus biarticulado.

O raio dinâmico das rodas é considerado constante, não sendo deformado pelas forças verticais que atuam nos eixos, pressão dos pneus ou pelo desgaste. Os pneumáticos utilizados em todos os eixos do ônibus biarticulado possuem o mesmo diâmetro.

Todas as forças que atuam no veículo são consideradas pontuais. A força de inércia e o peso do veículo são aplicados no centro de gravidade. As forças de frenagem, resistência ao rolamento e as forças verticais nos eixos são aplicadas em um ponto na região de contato entre o pneumático e o pavimento. As forças

normal e horizontal que atuam nos engates são aplicadas em um ponto dos mesmos.

Os coeficientes de adesão estático e dinâmico são considerados constantes, ou seja, não variam com as cargas verticais nos eixos, com a pressão do pneumático e com a variação do número de pneus por eixo (dois pneus no eixo dianteiro do cavalo mecânico e quatro nos outros três eixos).

A transição do coeficiente de adesão estático para o coeficiente de adesão dinâmico é considerada descontínua, ou seja, a região de transição da área estável para a área instável mostrada na figura 2.12 não existe.

Durante a aplicação normal do sistema de freio o eixo traseiro do cavalo mecânico e os eixos dos semi-reboques, segundo a norma ECE-R13, sempre são acionados primeiro que o eixo dianteiro do cavalo mecânico a fim de evitar perda de estabilidade. Porém, esse fato não é considerado e todos freios de todos os eixos iniciam a aplicação ao mesmo tempo.

A área do cilindro de freio utilizada como dado de entrada do programa, não é a área efetiva do cilindro de freio. A área efetiva é a área real interna do cilindro que multiplicada pela pressão gera a força que aciona o came S. Essa área efetiva é um pouco menor que a utilizada nos cálculos porém, essa diferença é pequena e não causa inferência significativa nos resultados.

Os cálculos de frenagem podem ser realizados para qualquer tipo de pista, desde pavimentos com excelentes condições de uso até gelo, pois o coeficiente de adesão entre o pneumático e o pavimento é um dos valores de entrada nos cálculos.

3.2 Modelo Matemático

LIMPERT (1992) descreve um modelo matemático para um cavalo mecânico semi-reboque com um eixo no semi-reboque. Modelo semelhante foi desenvolvido neste trabalho com a inclusão de um semi-reboque. O veículo resultante possui então duas articulações.

CANALE, et al. (1995) mostram um método para obtenção das forças que atuam nos eixos e na suspensão de um cavalo mecânico semi-reboque, com três eixos no semi-reboque e suspensão por balança, para verificar a influência dos esforços mecânicos na suspensão e nos elementos que a compõem, conforme a carga transportada e sua posição na carroceria.

FERNANDES (1994) desenvolve um modelo matemático e um programa computacional para analisar a dinâmica da frenagem de veículos combinados pesados do tipo cavalo mecânico e semi-reboque considerando o passeio do centro de gravidade nas direções longitudinal e vertical com relação ao solo.

Já OLIVEIRA (1998) desenvolve um estudo para analisar o desempenho de frenagem de veículos articulados pesados considerando a instalação das válvulas sensíveis à carga em diferentes eixos do veículo. Conclui que a utilização dessas válvulas altera a sequência de escorregamento dos eixos evitando a ocorrência de jackknife e retardam o travamento total das rodas aumentando a eficiência do sistema de freio. O equacionamento das forças no ônibus biarticulado segue um procedimento semelhante aos utilizados por CANALE, FERNANDES e OLIVEIRA.

Para analisar a dinâmica de frenagem do ônibus biarticulado, primeiro as forças de frenagem são determinadas. Posteriormente, a desaceleração do veículo é obtida permitindo, assim, o cálculo das forças verticais nos eixos. Com isso, o

coeficiente de adesão por eixo é obtido e a eficiência do sistema de freios e o espaço de parada são calculados.

As forças de frenagem B_1 , B_2 , B_3 e B_4 em cada eixo do ônibus biarticulado são obtidas nos freios das rodas por meio de atrito entre superfícies. A figura 3.1.a) mostra um esquema das forças atuando em um freio a tambor primário-secundário com alavanca ajustadora e came S.

Figura 3.1 - Forças atuando no freio a tambor e na roda do ônibus.

O torque (T_1) gerado pela força aplicada pelo cilindro de freio pode ser calculado pelas equações:

$$\left. \begin{array}{l} T_1 = F_c L_a = A P L_a \\ T_1 = F E + F E \end{array} \right\} F_c L_a = F E \Rightarrow F = A P L_a / 2E \quad (3.1)$$

Onde:

F_c é a força produzida pelo cilindro de freio

[N]

F é a força que comprime as lonas [N]

P é a pressão da linha de serviço [N/m²]

L_a é o comprimento da alavanca ajustadora [m]

E é o raio do came S [m]

A é a área interna do tambor [m²]

O fator de freio do freio a tambor onde as duas lonas primária e secundária são pivotadas, de acordo com GILLESPIE (1992) é dado pela soma do fator de freio de cada lona. Assim:

$$K = F_t / F + F_t / F \Rightarrow F = 2 F_t / K \quad (3.2)$$

Onde:

K é o fator de freio [-]

F_t é a força de atrito entre a lona e o tambor [N]

Substituindo a equação (3.2) na equação (3.1) tem-se:

$$F_t = K A P L_a / 4 E \quad (3.3)$$

O torque produzido pelas forças que atuam no contato entre a lona e o tambor é calculado pela seguinte equação:

$$T = F_t D/2 + F_t D/2 \Rightarrow T = F_t D \quad (3.4)$$

Onde:

D é o diâmetro interno do tambor [m]

Substituindo a equação (3.3) em (3.4) tem-se:

$$T = K A P L_a D / 4 E \quad (3.5)$$

O torque produzido no tambor pelas forças de atrito entre lona e tambor é o mesmo torque que atua na roda do veículo como mostra a figura 3.1.b). A inércia da roda é considerada separadamente no fator γ_{din} . Assim:

$$T = B R_{din} \quad (3.6)$$

Onde:

B é a força de frenagem [N]

R_{din} é o raio dinâmico do pneumático [m]

Substituindo-se a equação (3.5) em (3.6) e, multiplicando por 2 (equação da desaceleração por eixo) tem-se a equação da força de frenagem por eixo do ônibus biarticulado:

$$B_i = P A_i K_i D_i L_{ai} \eta_i / 2 E_i R_{dini} \quad (3.7)$$

Onde:

η é o rendimento do freio utilizado [-]

i número que indica o eixo.

Utilizando as forças de frenagem, calculadas acima para cada eixo, junto com as forças de resistência ao rolamento e os pesos das composições, é possível desenvolver, a partir da Segunda lei de Newton, a equação da desaceleração do ônibus biarticulado.

Pela segunda lei de Newton tem-se:

$$F_{res} = m b \quad (3.8)$$

Onde:

F_{res} é a força resultante em todo o veículo [N]

m é a massa do ônibus biarticulado [Kg]

b é a desaceleração do veículo [m/s^2]

A força resultante é a somatória das forças de frenagem e das forças de resistência ao rolamento que atuam nos eixos do ônibus biarticulado.

$$F_{res} = B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (3.9)$$

Onde:

F_1 : força de resistência ao rolamento no eixo dianteiro do cavalo mecânico [N];

F_2 é a força de resistência ao rolamento no eixo traseiro do cavalo mecânico [N];

F_3 é a força de resistência ao rolamento no eixo do primeiro semi-reboque [N];

F_4 é a força de resistência ao rolamento no eixo do segundo semi-reboque [N];

Assim, substituindo a equação (3.9) em (3.8) tem-se a equação para o cálculo da desaceleração do ônibus biarticulado:

$$b = (B_1 + B_2 + B_3 + B_4 + F_1 + F_2 + F_3 + F_4)g / \gamma_b(W_1 + W_2 + W_3) \quad (3.10)$$

Onde:

g é a aceleração da gravidade [m/s^2]

γ_b é o fator que considera o efeito das partes rotativas [-]

W_1 é o peso do trator [N]

W_2 é o peso do primeiro semi-reboque [N]

W_3 é o peso do segundo semi-reboque [N]

Essa equação pode fornecer a desaceleração máxima que o veículo pode ter sem que ocorra travamento em nenhuma das rodas dos eixos (rodas de um ou

mais eixos na iminência do escorregamento). Caso o travamento das rodas de um dos eixos ocorra, o coeficiente de adesão neste eixo decresce (muda de estático para dinâmico), e a força de frenagem no eixo travado passa a ser calculada pela multiplicação do coeficiente de adesão dinâmico (μ_s) pelo peso vertical W_{bi} no eixo travado, ao invés da equação (3.7). Isso provoca uma alteração na equação da desaceleração (3.10).

A figura 3.2 mostra o ônibus biarticulado, desenhado de forma simplificada, com todas as forças que foram consideradas no estudo. A geometria do veículo é indicada na figura 2 do apêndice.

CANALE (1989) descreve o método para a obtenção das forças normais nos eixos para um veículo de passageiros ou um semi-reboque. Método semelhante é utilizado no ônibus biarticulado (para o cavalo mecânico e os dois semi-reboques separadamente) para o cálculo dos pesos dinâmicos nos eixos e das forças horizontal e vertical que atuam nos engates do veículo. Esse método utiliza as leis de Newton aplicadas por meio do equilíbrio das forças nos eixos X e Y dos dois semi-reboques e do equilíbrio dos momentos das forças no plano XY aplicados nos pontos 1, 2, 3 e 4 mostrados na figura 3.2.

As expressões utilizadas para o cálculo das forças verticais nos eixos do ônibus e para o cálculo das forças que atuam nos engates, a partir da aplicação dos freios de serviço nas rodas, usando o método descrito por CANALE (1989), aplicado na figura 3.2, são dadas, para os três veículos que compõem o ônibus biarticulado, a seguir:

Para o cavalo mecânico:

$$Wb1 = \frac{1}{L1} \cdot \left\{ \begin{array}{l} -y1 \left[\left(R3 + B4 + B3 - \gamma b \cdot \frac{b}{g} \cdot (W2 + W3) \right) \right] \\ -x1(W2 + W3 - Wb4 - Wb3) + W1 \cdot Lr1 + \gamma b \cdot h1 \cdot b \cdot \frac{W1}{g} \end{array} \right\} \quad (3.11)$$

Figura 3.2 - Geometria do ônibus biarticulado

$$Wb2 = \frac{1}{L1} \left\{ y1 \left[\left(R3 + B4 + B3 - \gamma b \cdot \frac{b}{g} (W2 + W3) \right) \right] + (L1 + x1) (W2 + W3 - Wb4 - Wb3) + W1 \cdot Lf1 + \gamma b \cdot h1 \cdot b \cdot \frac{W1}{g} \right\} \quad (3.12)$$

Para o primeiro semi-reboque:

$$Wb3 = \frac{1}{L2} \left[-W2(Lr2 + x2) + (W2 + W3 - Wb4)(L2 + x2) - \gamma b \frac{W2}{g} \cdot b \cdot (h2 - y2) - B3 \cdot y2 - R3 \cdot y2 \right] \quad (3.13)$$

$$V1 = W2 + W3 - Wb4 - Wb3 \quad (3.14)$$

$$H1 = R3 + B4 + B3 - \gamma b \cdot \frac{W3}{g} \cdot b \cdot (W2 + W3) \quad (3.15)$$

Para o segundo semi-reboque:

$$Wb4 = \frac{1}{L2} \left[W3 \cdot Lf2 - R4 \cdot y2 - B4 \cdot y2 - \gamma b \cdot \frac{W3}{g} \cdot b \cdot (h3 - y2) \right] \quad (3.16)$$

$$V2 = W3 - Wb4 \quad (3.17)$$

$$H2 = B4 - \gamma b \cdot \frac{W3}{g} \cdot b + R4 \quad (3.18)$$

Onde:

W_{b1} é a força normal no eixo dianteiro do trator [N]

W_{b2} é a força normal no eixo traseiro do trator [N]

W_{b3} é a força normal no eixo do primeiro semi-reboque [N]

W_{b4} é a força normal no eixo do segundo semi-reboque [N]

H_1 é a força horizontal no engate do trator com o primeiro semi-reboque [N]

H_2 é a força horizontal no engate do primeiro semi-reboque com o segundo semi-reboque	[N]
V_1 é a força vertical no engate do trator com o primeiro semi-reboque	[N]
V_2 é a força vertical no engate do primeiro semi-reboque com o segundo semi-reboque	[N]
R_1 é a força de resistência ao rolamento do eixo dianteiro do trator	[N]
R_2 é a força de resistência ao rolamento do eixo traseiro do trator	[N]
R_3 é a força de resistência ao rolamento do eixo do primeiro semi-reboque	[N]
R_4 é a força de resistência ao rolamento do eixo do segundo semi-reboque	[N]
B_1 é a força de frenagem no eixo dianteiro do trator	[N]
B_2 é a força de frenagem no eixo traseiro do trator	[N]
B_3 é a força de frenagem no eixo do primeiro semi-reboque	[N]
B_4 é a força de frenagem no eixo do segundo semi-reboque	[N]
L_1 é a distância entre eixos do trator	[m]
L_2 é a distância entre a primeira quinta roda e o eixo do primeiro semi-reboque	[m]
L_3 é a distância entre a segunda quinta roda e o eixo do segundo semi-reboque	[m]
L_{11} é a distância do CG do trator até o eixo dianteiro do trator	[m]
L_{12} é a distância do CG do primeiro semi-reboque até a primeira quinta roda	[m]
L_{13} é a distância do CG do segundo semi-reboque até segunda quinta roda	[m]

L_{r1} é a distância do CG do trator até o eixo traseiro do trator	[m]
L_{r2} é a distância do CG do primeiro semi-reboque até o seu eixo	[m]
L_{r3} é a distância do CG do segundo semi-reboque até o seu eixo	[m]
h_1 é a altura do CG do trator	[m]
h_2 é a altura do CG do primeiro semi-reboque	[m]
h_3 é a altura do CG do segundo semi-reboque	[m]
y_1 é a altura do primeiro engate	[m]
y_2 é a altura do segundo engate	[m]
x_1 é a distância do eixo traseiro do trator até a primeira quinta roda	[m]
x_2 é a distância do eixo primeiro semi-reboque até a segunda quinta roda	[m]
b é a desaceleração do ônibus	[m/s ²]
g é a aceleração da gravidade	[m/s ²]
γ_b é o fator de efeito das partes rotativas	[-]

Segundo GILLESPIE (1992), o coeficiente de adesão estático utilizado por eixo é calculado pela razão entre a força de frenagem no eixo e sua força vertical, ou seja, pela seguinte equação:

$$\mu_i = B_i / W_{bi} \quad (3.19)$$

Esse coeficiente varia de zero a um valor máximo (μ_0) que é o valor do coeficiente de adesão entre o pneumático e o pavimento. Se o coeficiente de adesão utilizado por eixo for igual ao valor do coeficiente de adesão máximo (μ_0) entre pneumático e pavimento, as rodas estarão na iminência de escorregamento total.

O valor da eficiência de frenagem do veículo é obtido quando um ou mais eixos do ônibus biarticulado estão na iminência de travar, e é dado, de acordo com a seção 2.15, em porcentagem, pela seguinte equação:

$$\text{Eficiência} = 100 b / \mu_0 g \quad (3.20)$$

3.3 Programa Computacional

Atualmente, programas computacionais são indispensáveis para ajudar o engenheiro projetista na escolha e especificação do sistema de freio. Eles permitem a redução do tempo de projeto e reduzem a quantidade de testes em pista, reduzindo, assim, os custos envolvidos no projeto.

Os programas podem ser realizados em vários tipos de linguagem computacionais, dependendo do interesse e conhecimento do projetista. Neste trabalho, uma planilha em *Microsoft Excel* do *Windows* foi desenvolvida por ser de fácil utilização e apresentar bons resultados. Além disso, devido ao fato do Excel estar disponível na maioria dos computadores, o programa desenvolvido neste trabalho torna-se acessível.

O programa computacional realizado em planilha do *Microsoft Excel* possui uma tela inicial que dá acesso a outras três telas onde os vários dados de entrada são inseridos. Esses dados são enviados para a planilha de cálculo que, por sua vez, envia os resultados para os diversos gráficos. O diagrama em blocos do programa computacional desenvolvido e utilizado para obtenção dos resultados neste trabalho é mostrado na figura 3.3.

No bloco característica dos freios (figura 3.3), devem ser fornecidos os valores que representam as características do sistema de freio utilizado por eixo

no veículo, que serão usados no cálculo das forças de frenagem nos eixos. Essas características são a área dos cilindros dos freios em milímetros quadrados, o fator de freio, o diâmetro interno do tambor em milímetros, o raio do came S em milímetros, o comprimento da alavanca ajustadora em milímetros, o raio dinâmico do pneu em milímetros e o rendimento do sistema de freio em porcentagem.

Figura 3.3 – Diagrama de blocos do programa computacional

No bloco condições de frenagem (figura 3.3), devem ser fornecidos os valores que representam as condições da pista e do veículo em que está sendo realizada a simulação. Neste item estão os coeficientes de atrito dinâmicos e estáticos entre o pneumático e a pista, que representa o tipo e condição do solo e pneu com os quais o veículo está trafegando, a velocidade inicial do veículo em quilômetros por hora, o tempo de resposta do sistema de freio e o fator de resistência ao rolamento.

O bloco geometria do ônibus biarticulado (figura 3.3), representa as características geométricas do ônibus. Nele, deve ser introduzido a distância entre eixos do trator (L_1) em metros, a distância entre o eixo traseiro do trator e a primeira quinta roda (x_1) em metros, a distância entre a primeira quinta roda e o eixo do primeiro semi-reboque (L_2) em metros, a distância entre o eixo do primeiro semi-reboque e a segunda quinta roda (x_2) em metros, a distância entre a

segunda quinta roda e o eixo do segundo semi-reboque (L_3) em metros, a altura das duas quinta rodas (y_1 e y_2) em metros. O peso do trator e dos dois semi-reboques, assim como o posicionamento do centro de gravidade na longitudinal (L_{t1} , L_{t1} , L_{t2} , L_{t2} , L_{t3} , L_{t3}) e na vertical (h_1 , h_2 , h_3) em metros, deve, também, ser fornecido neste item.

No item Cálculos (figura 3.3), os dados obtidos nos três itens anteriores são empregados no modelo matemático desenvolvido neste trabalho para o cálculo de todas as forças que atuam no ônibus biarticulado, além da desaceleração, do coeficiente de adesão utilizado por eixo e da eficiência.

A figura 3.4 mostra a seqüência de cálculos que está contida no bloco Cálculos da figura 3.3. O ciclo mostrado na figura 3.4 é realizado com a pressão subindo discretamente de 0 a 9 bar com pequenos incrementos. A força de frenagem no i -ésimo incremento é calculada para o coeficiente de adesão do i -ésimo menos 1 incremento.

Figura 3.4 – Seqüência de cálculo do programa computacional.

A pressão atua como variável de controle começando com o valor de zero sendo incrementada até atingir um valor máximo determinado previamente. No trabalho, a pressão varia de zero a nove bar, contendo mil pontos entre eles.

Todos os outros cálculos das forças de frenagem, forças verticais nos eixos, coeficiente de adesão e desaceleração são realizados para cada incremento.

Com o valor da pressão e dos valores fornecidos nos dados de entrada, é possível calcular as forças de frenagem que atuam nos eixos do ônibus por meio da equação (3.7). Com os valores das forças de frenagem e com a equação (3.10), a desaceleração do veículo é determinada. Utilizando o equilíbrio das forças nos eixos X e Y e o equilíbrio dos momentos das forças no plano XY, que geram as equações (3.11) a (3.18), mais os valores das forças de frenagem e da desaceleração, determinam-se as forças verticais nos eixos. Tendo os valores das forças de frenagem e das forças verticais nos eixos o coeficiente de adesão utilizado por eixo do ônibus biarticulado é determinado utilizando-se a equação (3.19).

O coeficiente de adesão utilizado por eixo é comparado com a adesão máxima disponível (μ_0) entre o pneumático e o pavimento. Caso seja maior, indica que as rodas do eixo travaram e que o cálculo da força de frenagem neste eixo mudará sendo independente do aumento da pressão. Com isso, a desaceleração do veículo mudará de equação, pois ela é dependente das forças de frenagem nos eixos.

A desaceleração máxima do veículo é calculada quando as rodas de um dos eixos estão na iminência de escorregar, indicando que o coeficiente de adesão deste eixo mudará de estático para dinâmico. Com a desaceleração máxima, é possível calcular o espaço de parada e a eficiência do sistema de freio.

Com os cálculos realizados, é possível traçar vários gráficos do ônibus biarticulado como, por exemplo, a desaceleração pela pressão, o coeficiente de adesão pela pressão, as forças verticais pela pressão e outros. Assim, pode-se analisar o veículo para diferentes condições de carregamento, de pista e de sistemas de freio. Esses gráficos estão contidos no bloco Gráficos (figura 3.3).

Os gráficos contidos neste bloco (figura 3.3) podem ser entendidos como uma ampla visualização do desempenho de frenagem do ônibus biarticulado. Eles permitem a obtenção dos parâmetros de desempenho, como as forças verticais e as de frenagem nos eixos do veículo e a respectiva distribuição dessas forças, as forças longitudinais e verticais nas quinta rodas, a adesão utilizada por eixo, a seqüência de travamento, a distância de parada, e outros.

4. INFLUÊNCIA DO CENTRO DE GRAVIDADE NO DESEMPENHO DE FRENAGEM

Para a otimização do sistema de freio, é necessário o conhecimento dos pesos dinâmicos máximos verticais ao pavimento que atuam nas rodas do veículo. Esses pesos dinâmicos dependem da posição do centro de gravidade nas direções longitudinal, lateral e vertical em relação ao pavimento, das dimensões geométricas do veículo, do peso e da desaceleração ou aceleração imposta ao veículo.

O posicionamento do centro de gravidade tem influência na dinâmica do veículo, pois afeta a distribuição dinâmica das cargas verticais nos eixos, durante o processo de frenagem. Tal fato interfere na estabilidade e desempenho na frenagem do veículo.

Por meio dos métodos citados na seção 2.17 do capítulo dois, o passeio do centro de gravidade do ônibus biarticulado é realizado. Porém, os passeios do C.G. nas direções lateral e vertical com relação ao pavimento não serão realizados neste trabalho, pois o ônibus é considerado simétrico no plano longitudinal e, como o carregamento do ônibus é feito com pessoas, sendo, por hipótese, adotado que o centro de gravidade delas possui a mesma altura, isso produz pouco efeito na movimentação vertical do C.G. causando pouca influência na transferência das cargas verticais nos eixos.

Para traçar os limites de carga vertical impostos pelos eixos e pelas quinta rodas nas três composições (cavalo mecânico e dois semi-reboques) do ônibus biarticulado, o somatório de momentos em torno das quinta rodas e dos eixos é realizado. Esses limites de carga delimitam a região no gráfico onde o centro de gravidade pode estar.

Para cada uma das composições, a somatória dos momentos em torno dos eixos e das quinta rodas é realizada com o cavalo mecânico e os semi-reboques descarregados, e as equações, que serão mostradas a seguir, são obtidas. Nestas equações, os valores máximos permitidos de carga dos eixos e das quinta rodas são inseridos. A partir daí, o carregamento é realizado para cada uma das composições e a nova posição do centro de gravidade é calculada.

No cálculo dos limites dos eixos e das quinta rodas, o carregamento é realizado separadamente nas três composições, ou seja, quando uma é carregada, as outras duas permanecem descarregadas. As equações que calculam os limites dos eixos e das quinta rodas são:

Para o cavalo mecânico:

Limite do eixo dianteiro do cavalo mecânico:

$$L_{f1eixo} = \frac{1}{W1.L2} \left[W1.L1 - Wb1.L1 - x1 \left(W2v.L2 - \frac{W3v.Lr3v}{L3} - W2v.Lf2v \right) \right] \quad (4.1)$$

Limite do eixo traseiro do cavalo mecânico:

$$L_{f2eixo} = \frac{1}{W1.L2} \left[Wb2.L1 - (L1 + x1) \left(W2v.L2 - \frac{W3v.Lr3v}{L3} - W2v.Lf2v \right) \right] \quad (4.2)$$

Para o primeiro semi-reboque:

Limite do eixo do primeiro semi-reboque:

$$L_{f2eixo} = \frac{1}{W2} \left[Wb3.L2 - \left(\frac{W3v.Lr3v}{L3} \right) (L2 + x2) \right] \quad (4.3)$$

Limite da quinta roda (cavalo mecânico e primeiro semi-reboque)

$$L_{f2roda} = \frac{1}{W2} \left[Wb2.L2 - V1.L2 - \left(\frac{W3v.Lr3v.x2}{L3} \right).x2 \right] \quad (4.4)$$

Para o segundo semi-reboque:

Limite do eixo:

$$L_{f3eixo} = \frac{Wb4.L3}{W2} \quad (4.5)$$

Limite da quinta roda (primeiro e segundo semi-reboques):

$$L_{f3roda} = L3 - \left(\frac{V2.L3}{W3} \right) \quad (4.6)$$

Onde:

W_{2v} é o peso do primeiro semi-reboque descarregado [N]

W_{3v} é o peso do segundo semi-reboque descarregado [N]

L_{r3v} é a distância entre o CG até o eixo do segundo semi-reboque descarregado [m]

L_{f2v} é a distância entre a primeira quinta roda e o CG do primeiro semi-reboque descarregado [m]

Os valores limites das cargas verticais dos eixos, especificados pelo fabricante são: 72000, 105000, 105000 e 105000 Newtons para o eixo dianteiro do cavalo mecânico, para o eixo traseiro do cavalo mecânico, para o eixo do primeiro semi-reboque e para o eixo do segundo semi-reboque respectivamente. Para as duas quinta rodas, os valores limites das cargas, de acordo com o fabricante, são: 25000 e 25000 Newtons.

De acordo com os limites nos eixos e nas quinta rodas, a distribuição dos assentos e a densidade por metro quadrado das pessoas que permanecem em pé são determinadas a fim de não exceder as cargas verticais. Isso significa que a distribuição dos assentos é feita de maneira a evitar concentrações de pessoas em determinadas regiões do veículo.

A densidade de pessoas por metro quadrado do ônibus também depende das condições da pista em suportar carga, ou seja, quando uma pista é de má qualidade, a quantidade de pessoas, e consequentemente, o peso total do veículo é menor a fim de evitar uma maior destruição da via e do veículo.

No caso da cidade de Curitiba onde as vias são novas e bem conservadas, o departamento de engenharia de tráfego estipula uma densidade de 6,5 pessoas por metro quadrado. Já no caso de São Paulo onde as condições das vias são piores, a densidade utilizada é de 5 pessoas por metro quadrado. Porém, na prática, muitas vezes essa densidade é ultrapassada. Por exemplo, em horários de pico, outras áreas do ônibus biarticulado como os espaços entre os bancos (que não faz parte da área útil) são ocupados. Isso pode causar transgressão dos limites das cargas técnicas.

Neste trabalho será utilizada a densidade de 6,5 passageiros por metro quadrado pois o estudo de frenagem é realizado para uma via com boas condições de rodagem, e o peso das pessoas é considerado como sendo de 650 Newtons.

Por meio das equações (4.1) até (4.6), os limites nos eixos e quinta rodas das três composições (cavalo mecânico, primeiro semi-reboque e segundo semi-reboque) são traçados e estão mostrados nas figuras 4.1, 4.2 e 4.3.

A figura 4.1 representa o passeio do centro de gravidade do cavalo mecânico na direção longitudinal. As curvas traçadas neste gráfico representam os limites impostos pelas cargas verticais (dadas pelo fabricante) e os limites de carregamento impostos pelas estações da carga (figura 1 do apêndice) do ônibus biarticulado.

Figura 4.1. Passeio do centro de gravidade na longitudinal do cavalo mecânico.

As curvas limites de carregamento são plotadas através do carregamento realizado a partir da extremidade traseira do cavalo mecânico e o carregamento realizado a partir da extremidade dianteira do cavalo mecânico, sempre respeitando as estações de carga do ônibus biarticulado.

A figura 1 do apêndice mostra as estações de carga que compreendem os assentos e a área útil onde as pessoas podem permanecer em pé. É possível observar que o cavalo mecânico possui vinte e três assentos e uma área útil de 13,12 metros quadrados. Porém, a rampa de acesso (área PP1 indicada na figura 1 do apêndice) não pode ser ocupada por passageiros pois prejudica a visibilidade do motorista. Assim, a área útil considerada para o carregamento dos passageiros em pé é de 11,69 metros quadrados. Como a densidade é considerada de 6,5 passageiros por metro quadrado, tem-se um número total de 76 pessoas que permanecem em pé e um total de 23 passageiros que permanecem sentados, resultando em um carregamento de 99 passageiros.

O carregamento a partir das extremidades é efetuado colocando-se as pessoas preenchendo todas as estações de carga a partir da extremidade do veículo que se está realizando o carregamento. Por isso, o C.G. tende a deslocar-se para a extremidade carregada, mas a partir de um certo ponto, o C.G. desloca-se em direção à outra extremidade, pois, com uma metade do cavalo mecânico totalmente preenchida, cada nova pessoa ocupará uma estação de carga da outra metade.

Por exemplo, no carregamento do cavalo mecânico feito a partir da traseira, as pessoas ocupam todos os lugares (em pé ou sentadas) do cavalo mecânico da traseira. Logo, o C.G. se desloca para a traseira até que toda metade traseira do cavalo mecânico esteja ocupada. A partir deste ponto, as pessoas começam a ocupar os lugares da metade dianteira do cavalo mecânico e o C.G. passa a se deslocar para a dianteira, como pode ser visto na figura 4.1. O mesmo procedimento é realizado para traçar o limite de carregamento a partir da dianteira porém, o carregamento inicia-se com o preenchimento das estações de carga da dianteira do cavalo mecânico (como a área PP1 da figura a do apêndice).

A área limitada pelas curvas dadas pelo limite de carregamento realizado a partir da traseira e pelo limite de carregamento realizado a partir da dianteira delimita a região onde o centro de gravidade pode estar respeitando as estações de carga (figura 1 do apêndice). Qualquer ponto do C.G. fora dessa região viola o carregamento permitido, ou seja, existem pessoas posicionadas em lugares não permitidos do cavalo mecânico.

A área limitada pelo carregamento máximo, pelo limite do eixo traseiro e pelo limite do eixo dianteiro representa a região onde o centro de gravidade pode estar respeitando os limites de carga vertical (nos eixos e quinta rodas) impostos pelo fabricante. Qualquer valor do C.G. fora dessa região indica uma violação das cargas verticais máximas fornecidas pelo fabricante.

Já a área limitada pelo limite do eixo traseiro, pelo limite do eixo dianteiro, pelo carregamento máximo, pelo carregamento a partir da dianteira e

pelo carregamento a partir da traseira representa a região onde o centro de gravidade do cavalo mecânico pode estar respeitando as estações de carga e os limites das cargas verticais.

Como a carga transportada pelo ônibus é de pessoas, elas têm a tendência de distribuir-se uniformemente no ônibus sendo praticamente impossível, por exemplo, um carregamento no qual as pessoas permaneçam todas na parte dianteira do veículo (região 2 da figura 4.1) ou na parte traseira do veículo (região 1 da figura 4.1).

A fim de exemplificar a uniformidade do carregamento quando este é realizado com pessoas, duzentos carregamentos aleatórios do cavalo mecânico são plotados nos gráfico da figura 4.1. Esses carregamentos apenas evidenciam a tendência das pessoas de se distribuírem uniformemente no veículo, ou seja, em nenhum destes carregamentos, o C.G. do cavalo mecânico ficou próximo dos pontos 1 e 2 do gráfico da figura 4.1.

Através da análise desses duzentos carregamentos, pode-se concluir que os carregamentos mais extremos que devem ser analisados são com o veículo descarregado e com o veículo totalmente carregado. Os outros carregamentos extremos como os carregamentos próximos às regiões 1 e 2, indicados na figura 4.1, não precisam ser analisados pois, sua ocorrência é improvável durante a circulação normal do ônibus.

O gráfico da figura 4.2 mostra o passeio do C.G na longitudinal para o primeiro semi-reboque com os limites de carga vertical fornecidas pelo fabricante, com os carregamentos realizados a partir da traseira e da dianteira do semi-reboque além dos duzentos carregamentos aleatórios realizados para esse veículo. Esses limites e carregamentos foram calculados com o cavalo mecânico e o segundo semi-reboque descarregados.

Na figura 1 do apêndice vê-se que o primeiro semi-reboque apresenta 10 assentos e uma área útil de 7,63 metros quadrados. Com uma densidade de 6,5

passageiros por metro quadrado, tem-se um total de aproximadamente 50 pessoas que podem permanecer em pé. Portanto, o carregamento máximo que pode ser realizado no primeiro semi-reboque, de acordo com as restrições de carga e espaço, é de 60 pessoas.

Figura 4.2. Passeio do centro de gravidade na longitudinal do primeiro semi-reboque.

Os duzentos carregamentos do primeiro semi-reboque realizados de forma aleatória mostram que as condições críticas (próximo às regiões 1 e 2 da figura 4.2) de carregamento a partir da traseira e a partir da dianteira não são alcançadas no carregamento normal realizado diariamente.

Pelo gráfico da figura 4.2, é possível visualizar que, para esta composição do ônibus biarticulado, nenhum carregamento, considerando-se uma densidade de 6,5 passageiros por metro quadrado, viola os limites impostos pelas cargas verticais da quinta roda e do eixo.

A figura 4.3 mostra o passeio do centro de gravidade na direção longitudinal do segundo semi-reboque. Também são mostrados os limites do eixo e da quinta roda e os carregamentos realizados a partir da traseira e da dianteira para o segundo semi-reboque. Essa figura também apresenta duzentos carregamentos aleatórios realizados no segundo semi-reboque.

Figura 4.3. Passeio do centro de gravidade na longitudinal do segundo semi-reboque.

Da figura 1 do apêndice tem-se que o segundo semi-reboque possui 20 assentos e uma área útil de 10,25 metros quadrados, o que proporciona um total de aproximadamente 66 pessoas em pé para uma densidade de 6,5 passageiros por metro quadrado. Assim, o número máximo de pessoas que podem ser carregadas no segundo semi-reboque é de 86 passageiros.

Pelo gráfico da figura 4.3 pode-se observar que qualquer carregamento não viola os limites do eixo e da quinta roda para o segundo semi-reboque,

considerando-se uma densidade de 6,5 passageiros por metro quadrado. Os duzentos carregamentos realizados no segundo semi-reboque evidenciam a uniformidade da distribuição das pessoas e, em consequência, as regiões 1 e 2 da figura 4.1 não são alcançadas.

Por meio dos gráficos do passeio do C.G. das três composições do ônibus biarticulado, é possível observar que as condições operacionais mais críticas que serão estudadas são as do veículo descarregado e carregado. Por esse motivo, no capítulo 5 serão efetuados os cálculos de desempenho apenas para essas duas condições.

5 - RESULTADOS

Conforme capítulo 4, os resultados serão mostrados graficamente e analisados para duas condições operacionais: veículo totalmente carregado e descarregado. A análise das condições operacionais intermediárias não é abrangida neste trabalho.

Os parâmetros utilizados para a análise do desempenho de frenagem do veículo são retirados da norma ECE-R13 conforme descrito no item 2.20.

Como um dos objetivos deste trabalho é promover melhorias no desempenho de frenagem do ônibus biarticulado por meio de mudanças nos componentes do sistema de freio do veículo, serão analisadas duas situações do sistema de freio: a primeira, na qual os gráficos são analisados e comentados, o veículo apresenta seu sistema de freio mal dimensionado, e a segunda situação, na qual um novo sistema de freio é proposto por meio da alteração dos componentes para melhoria do desempenho.

No decorrer deste capítulo serão fornecidos os valores das características construtivas do cavalo mecânico e dos dois semi-reboques além das características dos freios instalados nos quatro eixos do ônibus biarticulado nas duas situações, citadas acima, do sistema de freio. **É importante ressaltar que essas características não representam a situação do veículo real em uso nas cidades brasileiras.** Os valores utilizados neste trabalho são apenas para a comparação

entre uma situação na qual os freios de um ônibus biarticulado genérico estão mal dimensionados e outra situação, após a alteração, mostrando a melhoria no desempenho de frenagem através de mudanças simples nos componentes e mostrando, também, a importância e velocidade na obtenção dos resultados por meio do programa computacional.

5.1. Características do veículo

O ônibus biarticulado exemplo é um veículo longo, com um comprimento de 25 metros, usado para o transporte de passageiros municipal e é constituído por um cavalo mecânico e dois semi-reboques. Esse ônibus possui quatro eixos sendo dois no cavalo mecânico e um em cada semi-reboque. A figura 2 do apêndice mostra os detalhes das características geométricas do ônibus biarticulado.

O ônibus biarticulado exemplo possui capacidade de carga de 15925 Kgf (159250 Newtons) o que equivale, considerando o peso médio das pessoas de 65 Kgf (650 Newtons) e uma densidade de 6,5 passageiros por metro quadrado, a um carregamento de 245 pessoas.

As principais características do cavalo mecânico (carregado e descarregado), relevantes para o cálculo do desempenho de frenagem, são as seguintes:

	Descarregado	Carregado
Peso total vazio (W_1)	106389 [N]	170739 [N]
Distância entre eixos (L_1)	5,500 [m]	5,500 [m]
Altura do centro de gravidade (h_1)	0,784 [m]	1,041 [m]
Distância entre o centro de gravidade e o eixo dianteiro (L_n)	2,555 [m]	3.063 [m]
Altura da quinta roda (y_1)	0,712 [m]	0,712 [m]
Distância entre quinta roda e o eixo traseiro (x_1)	2,200 [m]	2,200 [m]
Limite de carga vertical do eixo dianteiro	7200 [Kg]	7200 [Kg]
Limite de carga vertical do eixo traseiro	10500 [Kg]	10500 [Kg]
Limite de carga vertical da quinta roda	2500 [Kg]	2500 [Kg]

Tabela 5.1. Características dimensionais do cavalo mecânico.

O primeiro semi-reboque apresenta as seguintes características dimensionais relevantes para o cálculo do desempenho de frenagem do ônibus biarticulado:

	Descarregado	Carregado
Peso total vazio (W_2)	48039 [N]	87039 [N]
Distância entre a primeira quinta roda e o eixo (L_2)	3,845 [m]	3,845 [m]
Distância entre a primeira quinta roda e o centro de gravidade (L_{G2})	3,282 [m]	3,155 [m]
Altura do centro de gravidade (h_2)	1,011 [m]	1,226 [m]
Altura da segunda quinta roda (y_2)	0,712 [m]	0,712 [m]
Limite de carga no eixo:	10500 [Kg]	10500 [Kg]
Limite de carga vertical na primeira quinta roda	2500 [Kg]	2500 [Kg]
Limite de carga vertical na segunda quinta roda	2500 [Kg]	2500 [Kg]

Tabela 5.2. Características dimensionais do primeiro semi-reboque.

O segundo semi-reboque possui as seguintes características dimensionais para as condições de carregado e descarregado:

	Descarregado	Carregado
Peso total vazio (W_3)	62558 [N]	118458 [N]
Distância entre a quinta roda e o eixo (L_3)	4,500 [m]	4,500 [m]
Distância entre a quinta roda e o centro de gravidade (L_{G3})	4,068 [m]	3,817 [m]
Altura do centro de gravidade (h_3)	1,064 [m]	1,276 [m]
Limite de carga vertical no eixo	10500 [Kg]	10500 [Kg]

Tabela 5.3. Características dimensionais do segundo semi-reboque.

Os freios instalados no ônibus biarticulado exemplo são freios a tambor com acionamento pneumático e comando por came S. É importante enfatizar, novamente, que as características dos freios utilizadas neste texto não correspondem as características reais do veículo. Os valores adotados são para realizar uma análise do veículo e, por meio da alteração desses valores, mostrar uma melhoria do desempenho de frenagem do ônibus. As aplicações e análises específicas do desempenho de frenagem do veículo comercial da Volvo serão realizadas por seus técnicos conservando o sigilo industrial.

O ônibus biarticulado exemplo possui em cada um de seus quatro eixos, dois freios sendo um para cada roda ou par de rodas, e as características adotadas para os freios são fornecidas pela tabela 5.4.

Características dos freios	Eixo dianteiro do cavalo mecânico	Eixo traseiro do cavalo mecânico	Eixo do primeiro e segundo semi-reboque
Fator de freio (K)	1,6 [-]	1,6 [-]	1,6 [-]
Área do cilindro de freio (A)	19354,8 [mm ²] 30 [pol ²]	19354,8 [mm ²] 30 [pol ²]	19354,8 [mm ²] 30 [pol ²]
Eficiência do sistema de freio (η)	75%	75 %	75 %
Diâmetro interno do tambor (D)	393,7 [mm]	393,7 [mm]	393,7 [mm]
Comprimento da alavanca ajustadora de folga (L_a)	139,7 [mm] 5,5 [pol]	203.2 [mm] 8 [pol]	145 [mm] 5,7 [pol]
Raio efetivo do came S (E)	530 [mm]	530 [mm]	530 [mm]

Tabela 5.4 – Características dos freios nos eixos do ônibus biarticulado.

As simulações realizadas no programa computacional, contidas neste texto, são para um trecho retilíneo em um solo com ótimas condições de uso, ou seja, com coeficiente de adesão elevado, caso que ocorre nos corredores especiais construídos em Curitiba para o trânsito desse veículo. As outras características para a realização da simulação são as seguintes:

Aceleração da gravidade local (g):	9,81[m/s ²];
Coeficiente de adesão estático (μ_0):	0,7 [-];
Coeficiente de adesão dinâmico (μ_s):	0,6 [-];
Velocidade inicial (V_i):	20 [m/s];
Tempo de resposta do freio (t_a):	0,2 [s];
Tempo de resposta para se atingir a máxima pressão (t_b):	0,6 [s];
Pressão inicial (P_0):	0 [bar];
Pressão final (P_1):	9 [bar].

5.2. Desempenho do ônibus biarticulado exemplo.

A máxima desaceleração do ônibus biarticulado exemplo é alcançada quando o coeficiente de adesão de uma das rodas ultrapassa o máximo coeficiente de adesão (μ_0) disponível entre o pneumático e o pavimento, parando com o movimento de rolamento e iniciando o movimento de escorregamento. Neste ponto, a desaceleração do veículo diminui, como pode ser observado nos gráficos das figuras 5.1 e 5.2, com uma queda brusca da desaceleração.

Essa queda brusca da desaceleração ocorre porque, quando a roda trava, a força de frenagem do eixo que travou, que é utilizada no cálculo da desaceleração,

passa a ser calculada por $\mu_s W_b$ pois, o movimento do pneu é o de escorregamento e a força de frenagem é, neste movimento, uma força de atrito. Como o valor da força de frenagem calculado por meio de $\mu_s W_b$ é menor que o máximo valor da força de frenagem dado pela equação (3.7) antes do eixo travar, a desaceleração sofre uma diminuição brusca. Assim, cada queda brusca da desaceleração corresponde ao travamento das rodas dos eixos do ônibus biarticulado.

Quando ocorre o travamento das rodas de um dos eixos do ônibus biarticulado, o programa computacional automaticamente calcula a eficiência do sistema de freio que é 77,3% para o ônibus carregado e 73,5% para o ônibus descarregado.

A eficiência do sistema de freios do ônibus biarticulado tanto carregado com descarregado apresenta valor abaixo do desejado. Isso é preocupante, pois com uma eficiência do sistema de freio da ordem de 75%, GILLESPIE (1992) mostra que a probabilidade de travamento das rodas é elevada podendo ocasionar um acidente.

A fim de aumentar a segurança, o ônibus biarticulado, que atualmente roda nas cidades, possui ABS, o que evita o travamento prematuro das rodas e contribui para o aumento da eficiência. É conhecido também que a eficiência na frenagem de um veículo com ABS é maior quando este tem a distribuição das forças de frenagem numa proporção próxima da ideal.

Os gráficos das figuras 5.1 e 5.2 mostram a desaceleração do ônibus em função da pressão para o veículo carregado e descarregado respectivamente. Por meio da análise dos gráficos, nota-se que o ônibus carregado tem uma desaceleração máxima, sem que nenhuma das rodas dos eixos travem, próximo a $5,2 \text{ m/s}^2$ com uma pressão no sistema de freio de 6,6 bar, enquanto que o ônibus descarregado tem uma desaceleração de $5,1 \text{ m/s}^2$ com 3,6 bar de pressão.

Figura 5.1. Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus carregado.

Figura 5.2. Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus descarregado.

A curva da figura 5.1 do veículo carregado mostra uma relação de praticamente um para um entre a pressão e a desaceleração. Essa relação indica uma boa sensibilidade do pedal de freio, porém o travamento prematuro de um dos eixos impede a utilização de todo o curso do pedal. Situação pior ocorre com o ônibus descarregado (figura 5.2) pois, com uma baixa pressão do sistema (3,6 bar), que corresponde a um pequeno curso do pedal, ocorre travamento de um dos eixos. Isso prejudica a sensibilidade do motorista durante a frenagem, ou seja, o motorista tem, apenas a metade do curso do pedal do freio para controlar a desaceleração sem que nenhuma das rodas de um dos eixos do ônibus biarticulado trave.

Nota-se, a partir da análise dos dois gráficos das figuras 5.1 e 5.2 que, para a pressão da linha de serviço de zero bar (o que significa que as forças de frenagem nos eixos do ônibus biarticulado são nulas), a desaceleração do veículo não é nula, tendo um valor inicial de $0,12 \text{ m/s}^2$. Isto ocorre porque, no modelo matemático, as forças de resistência ao rolamento dos pneus foram consideradas e é esta resistência que provoca uma desaceleração inicial do veículo.

As figuras 5.3 e 5.4 mostram a relação entre a pressão e o coeficiente de adesão requerido nos quatro eixos do ônibus biarticulado carregado e descarregado. Esses gráficos mostram a sequência de escorregamento dos eixos do veículo.

No caso do ônibus carregado, somente o eixo traseiro do cavalo mecânico e o eixo do segundo semi-reboque travam para uma pressão máxima da linha de nove bar. Os outros dois eixos não travam para nenhum valor de pressão, de zero a nove bar, imposto pelo motorista ao sistema de freio.

No caso do ônibus descarregado, todos os eixos atingem o coeficiente de adesão máximo (μ_0) o que produz o travamento das rodas. Neste caso, a sequência de escorregamento é a seguinte: primeiro o eixo traseiro do cavalo mecânico, seguido pelo eixo do segundo semi-reboque, seguido pelo eixo do primeiro semi-reboque e por último o eixo dianteiro do cavalo mecânico.

Figura 5.3. Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus carregado.

Figura 5.4. Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus descarregado.

Através da análise desses gráficos (figuras 5.3 e 5.4) comprova-se que a eficiência do sistema de freio não poderia ser de 100%. Para que isso ocorresse, seria necessário que todas as rodas de todos os eixos atingissem juntas o coeficiente de adesão estático máximo (μ_0) para a mesma pressão da linha de serviço.

Nota-se que para as duas condições operacionais estudadas (carregado e descarregado), o eixo traseiro do cavalo mecânico trava primeiro. Esse travamento é o mais perigoso, pois possibilita a ocorrência do movimento conhecido como *jackknife* do cavalo mecânico, no qual o cavalo mecânico roda em torno da quinta roda perigosamente e rapidamente na pista, impossibilitando qualquer reação do motorista a fim de evitar o acidente. O ABS tem por principal finalidade evitar estes movimentos instáveis.

Os gráficos das figuras 5.5 e 5.6 mostram a distribuição das forças normais nos quatro eixos do ônibus biarticulado carregado e descarregado respectivamente. Para ambas as condições operacionais analisadas, antes do travamento das rodas do eixo traseiro do cavalo mecânico, que acontece a 6,6 bar de pressão para o ônibus carregado e a 3,6 bar para o ônibus descarregado, ocorre transferência de carga vertical entre os eixos do ônibus biarticulado. A transferência de carga ocorre principalmente do eixo traseiro para o eixo dianteiro do cavalo mecânico e, do eixo do segundo semi-reboque para o eixo do primeiro semi-reboque. Essa tendência foi observada na pista de teste.

A transferência de carga quando o ônibus biarticulado encontra-se carregado é tal que, antes do travamento das rodas de um dos eixos, o eixo dianteiro do cavalo mecânico tem um aumento de 16000 Newtons em sua carga vertical e o eixo do primeiro semi-reboque tem um aumento de 12000 Newtons. Já o eixo traseiro do cavalo mecânico sofre uma redução em sua carga vertical da ordem de 12000 Newtons e o eixo do segundo semi-reboque uma redução de 16000 Newtons.

Figura 5.5. Distribuição das forças verticais nos eixos do ônibus carregado.

Figura 5.6. Distribuição das forças verticais nos eixos do ônibus descarregado.

Figura 5.7. Distribuição (em porcentagem) das forças de frenagem nos eixos do ônibus biarticulado carregado e descarregado.

Com o veículo descarregado, ocorre uma redução de aproximadamente 4500 Newtons na carga vertical do eixo traseiro do cavalo mecânico e de aproximadamente 6000 Newtons no eixo do segundo semi-reboque. Já o eixo dianteiro do cavalo mecânico sofre um aumento na sua carga vertical da ordem 7000 Newtons e o eixo do primeiro semi-reboque 3500 Newtons.

Nota-se que para o ônibus biarticulado carregado, para qualquer pressão da linha de serviço ocorre transferência de carga dinâmica entre os eixos. Para o ônibus descarregado, a transferência não mais aumenta para uma pressão da linha superior a 7 bar. Isso ocorre porque nesta condição todas as rodas do veículos estão em movimento de escorregamento e a força de frenagem não muda com o aumento da pressão.

Para todas as condições de carregamento do veículo, quando todas as rodas dos eixos travarem, a transferência de carga não mais aumentará. Isso ocorre porque nesta condição (todas as rodas travadas) o movimento é apenas de

escorregamento, o que resulta em um corpo escorregando sobre uma superfície e, neste caso, não há transferência adicional de peso entre os eixos com o aumento da pressão.

Para se obter um bom desempenho do veículo durante a frenagem, é necessário que a distribuição das forças de frenagem seja proporcional à distribuição das forças verticais nos eixos do ônibus biarticulado. A figura 5.7 mostra a distribuição, em porcentagem, das forças de frenagem antes de ocorrer travamento das rodas de um dos eixos do ônibus biarticulado. Quando o travamento ocorre, a distribuição percentual das forças de frenagem muda pois a força de frenagem no eixo que travou não é mais calculada pela equação (3.7).

Observa-se que a distribuição real das forças de frenagem, em porcentagem, nos eixos do ônibus biarticulado é a mesma para todas as condições de carregamento do veículo. Isso ocorre porque a distribuição das forças de frenagem não depende do carregamento do veículo mas sim das características dos freios instalados no mesmo (tabela 5.4). É importante lembrar que as forças de frenagem aumentam de valor com o aumento da pressão através do acionamento do pedal de freio.

Os gráficos das figuras 5.8 e 5.9 mostram a distribuição percentual das forças verticais nos eixos do ônibus biarticulado exemplo. Pode-se notar que os gráficos são semelhantes aos gráficos das figuras 5.5 e 5.6. Nesses gráficos (figuras 5.8 e 5.9) pode-se analisar a transferência, em porcentagem, das forças verticais entre os eixos.

Figura 5.8. Distribuição (em porcentagem) das forças verticais nos eixos do ônibus biarticulado carregado.

Figura 5.9. Distribuição (em porcentagem) das forças verticais nos eixos do ônibus biarticulado descarregado.

Analisando os gráficos das figuras 5.7, 5.8 e 5.9, nota-se que a distribuição das forças de frenagem não segue a distribuição, em porcentagem, das forças normais. Pela figura 5.7, observa-se que a aplicação das forças de frenagem é constante (antes de ocorrer algum travamento das rodas) para todos os eixos, independente da pressão na linha de serviço. O ideal seria que as forças de frenagem acompanhassem a variação da carga vertical nos eixos (figuras 5.8 e 5.9) evitando, assim, um travamento prematuro das rodas dos eixos e melhorando o desempenho de frenagem. Esta é uma tendência verificada em todos os veículos que tem distribuição fixa das forças de frenagem e, por causa disso, o projetista encontra grande dificuldade em conseguir alta eficiência na frenagem em todas as condições de carregamento do veículo.

A planilha de cálculo desenvolvida neste trabalho pode auxiliar o projetista na otimização do sistema de freios em várias condições operacionais do veículo que normalmente não são testadas na pista.

A distribuição das forças de frenagem nos eixos do ônibus, para o sistema de freio instalado, é a seguinte: 32% no eixo traseiro do cavalo mecânico, 22% no eixo dianteiro do cavalo mecânico e 23% nos eixos do primeiro e segundo semi-reboque.

Nota-se, pelo gráfico da figura 5.7, que o eixo traseiro do cavalo mecânico é o que possui maior força de frenagem e, pelos gráficos das figuras 5.8 e 5.9, nota-se que a carga vertical, antes do travamento, é transferida dele (eixo traseiro do cavalo mecânico) para o eixo dianteiro. Como, a força de frenagem, em porcentagem, é a mesma e a força vertical diminui, esse eixo atingirá o coeficiente de adesão máximo antes dos outros eixos do ônibus biarticulado, ou seja, o coeficiente de adesão deste eixo aumenta mais rapidamente que os outros eixos.

Os gráficos das figuras 5.10 e 5.11 mostram a relação entre a desaceleração e o coeficiente de adesão requerido por eixo do ônibus biarticulado para as condições de carregado e descarregado, além dos limites inferior e

superior estabelecidos pela norma ECE-R13 para um veículo de passageiro pertencente a categoria M3 tendo um peso acima de oito toneladas.

Figura 5.10. Relação entre desaceleração e coeficiente de adesão requerido por eixo do ônibus carregado.

Com a configuração do sistema de freio dada pela tabela 5.4, o ônibus biarticulado não atende os requisitos da norma ECE-R13 para as duas condições operacionais estudadas pois, o eixo traseiro do cavalo mecânico excede o limite superior estabelecido.

Baseado nos resultados mostrados acima, uma simulação para melhoria do sistema de freio do ônibus biarticulado exemplo foi feita por meio de alterações nos componentes do freio como, por exemplo, alteração do comprimento da alavanca ajustadora e mudança da área do cilindro.

Figura 5.11. Relação entre desaceleração e coeficiente de adesão requerido por eixo do ônibus descarregado.

Os próximos gráficos (figuras 5.12 a 5.20) representam as simulações para as duas condições operacionais estudadas neste texto, realizadas com diferentes valores dos componentes do sistema de freio objetivando a otimização do desempenho de frenagem. Com os gráficos obtidos anteriormente, é possível saber quais são os eixos que devem ter sua força de frenagem reduzida ou elevada e, por meio de um processo de tentativa e erro, determinou-se uma configuração que oferece boas condições de segurança para o veículo.

Somente alterando a área do cilindro e o comprimento da alavanca ajustadora, chegou-se a uma configuração que fornece um desempenho superior ao obtido anteriormente. Outras características do sistema de freio poderiam ter sido modificadas, porém são mais complicadas de serem realizadas na prática porque envolvem outros fatores como, por exemplo, a mudança do fator de freio que depende do acionamento dos cilindros (came S, cunha, etc.), do material

utilizado nas lonas e tambores e outros. Outro exemplo seria a mudança do diâmetro interno do tambor que acarreta na mudança do raio efetivo do came S.

As novas características do sistema de freio nos eixos que foram utilizadas para o cálculo das forças de desaceleração, das forças verticais nos eixos, da desaceleração, do coeficiente de adesão e da eficiência são dadas na tabela 5.5.

Características dos freios	Eixo dianteiro do cavalo mecânico	Eixo traseiro do cavalo mecânico	Eixo do primeiro semi-reboque	Eixo do segundo semi-reboque
Fator de freio (K)	1,6 [-]	1,6 [-]	1,6 [-]	1,6 [-]
Área do cilindro de freio (A)	19354,8[mm ²] 30 [pol ²]	18064,5 [mm ²] 28 [pol ²]	19354,8[mm ²] 30 [pol ²]	19354,8[mm ²] 30 [pol ²]
Eficiência do sistema de freio (η)	75 %	75 %	75 %	75 %
Diâmetro interno do tambor (D)	393,7 [mm]	393,7 [mm]	393,7 [mm]	393,7 [mm]
Comprimento da alavanca ajustadora de folga (L_a)	145,0 [mm] 5,7 [pol]	139,7 [mm] 5,5 [pol]	145,0 [mm] 5,7 [pol]	127,0 [mm] 5,0 [pol]
Raio efetivo do came S (E)	530 [mm]	530 [mm]	530 [mm]	530 [mm]

Tabela 5.5 – Novas características dos freios nos eixos do ônibus biarticulado exemplo.

O gráfico da figura 5.12 mostra a nova distribuição das forças de frenagem nos eixos do ônibus biarticulado para os novos valores das características do sistema de freio. Devido a essas alterações, a porcentagem de

frenagem do eixo dianteiro do cavalo mecânico, antes do travamento das rodas de qualquer eixo, passou de 22% para 26,5%, o eixo traseiro do cavalo mecânico passou de 32% para 24%, o eixo do primeiro semi-reboque passou de 23% para 26,5% e o eixo do segundo semi-reboque passou de 23% para 23,5%. É interessante notar que, apesar das características do eixo do primeiro semi-reboque não terem sido alteradas, a porcentagem da força de frenagem aplicada neste eixo se alterou mas, o valor da força de frenagem continua o mesmo.

Os gráficos das figuras 5.13 e 5.14 mostram a relação entre a desaceleração por coeficiente de adesão do ônibus biarticulado exemplo carregado e descarregado. Com a alterações realizadas, foi possível manter a relação de pressão por desaceleração de todos os eixos dentro dos limites estabelecidos pela norma ECE-R13, para as duas condições operacionais estudadas. Com isso o veículo atende a esse critério da norma ECE-R13.

Figura 5.12. Distribuição das forças de frenagem nos eixos do ônibus biarticulado.

Figura 5.13. Relação entre desaceleração e coeficiente de adesão requerido por eixo para o ônibus carregado.

Figura 5.14. Relação entre desaceleração e coeficiente de adesão requerido por eixo do ônibus descarregado.

Os gráficos das figuras 5.15 e 5.16 mostram a relação entre pressão pelo coeficiente de adesão para o veículo carregado e descarregado. Com a alteração das forças de frenagem obtidas por meio da mudança dos valores das características do sistema de freio a sequência de travamento das rodas dos eixos do veículo foi alterada para uma condição mais segura.

Analisando o gráfico da figura 5.15, nota-se que, com a mudança das características dos freios, o ônibus biarticulado carregado exemplo não apresenta nenhum travamento das rodas de quaisquer eixos para qualquer pressão da linha de serviço imposta pelo motorista. Nota-se também, que as curvas do coeficiente de adesão para os quatro eixos do ônibus crescem praticamente juntas, o que indica uma eficiência elevada do sistema de freio pois, se a pressão da linha for aumentada (acima de 9 bar) ocorrerá travamento das rodas dos eixos com aproximadamente a mesma pressão.

Pelo gráfico da figura 5.16 vê-se que a sequência de travamento dos eixos do ônibus descarregado, com as alterações, mudou para: travamento do eixo do primeiro semi-reboque, seguido do travamento do eixo do segundo semi-reboque, seguido do travamento do eixo traseiro do cavalo mecânico (os três praticamente com a mesma pressão) e, por último, a travamento do eixo dianteiro do cavalo mecânico. Nota-se, que três eixos do veículo travam praticamente na mesma pressão, aproximadamente 5,5 bar.

Com a alteração da características dos freios do ônibus biarticulado exemplo foi possível, no caso do veículo carregado, evitar o travamento das rodas de quaisquer eixos impossibilitando a ocorrência de acidentes por causa da perda da dirigibilidade e estabilidade. Já no caso do ônibus biarticulado descarregado, a sequência de travamento foi alterada e o eixo traseiro do cavalo mecânico, que antes era o primeiro a travar, agora é o terceiro. Com isso, o jackknife do cavalo mecânico (movimento mais perigoso) terá menor probabilidade de ocorrer.

Figura 5.15. Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus carregado.

Figura 5.16. Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus descarregado.

Os gráficos das figuras 5.17 e 5.18 mostram a relação entre a pressão e as forças verticais nos eixos do ônibus biarticulado carregado e descarregado. Nota-se que os valores das cargas verticais transferidas entre os eixos aumentaram após as mudanças nas características dos freios.

Para o ônibus carregado, a carga vertical, devido a transferência de peso, tem um aumento de 18000 Newtons no eixo dianteiro do cavalo mecânico e de 10000 Newtons no eixo do primeiro semi-reboque. O eixo traseiro do cavalo mecânico tem uma redução na carga vertical de 10000 Newtons e o eixo do segundo semi-reboque uma redução de 18000 Newtons.

Com o ônibus descarregado, em uma frenagem, o eixo traseiro do cavalo mecânico tem um aumento da ordem de 8000 Newtons na carga vertical e o eixo do primeiro semi-reboque um aumento de 4000 Newtons. O eixo traseiro do cavalo mecânico e o eixo do segundo semi-reboque têm uma redução na sua carga vertical da ordem de 4000 e 8000 Newtons respectivamente.

Pelo gráfico da figura 5.17 nota-se que, para qualquer pressão da linha de serviço, a transferência de carga sempre aumenta entre os eixos. Isso ocorre porque, nesta condição (ônibus carregado), nenhum dos eixos tem as suas rodas travadas.

Os gráficos das figuras 5.19 e 5.20 mostram a relação entre a pressão e a desaceleração para o ônibus biarticulado carregado e descarregado para as novas características do sistema de freio. Observa-se que, para ambas as condições, ocorreu uma diminuição da inclinação das curvas quando comparados com os gráficos das figuras 5.1 e 5.2. Aliado a essa diminuição da inclinação, tem-se um aumento do valor da pressão da linha na qual os travamentos ocorrem. Isso acarreta em uma melhoria na sensibilidade do pedal de freio, pois o curso do pedal torna-se maior.

Figura 5.17. Relação entre pressão e força vertical para o ônibus biarticulado carregado.

Figura 5.18. Relação entre pressão e força vertical para o ônibus biarticulado descarregado.

Figura 5.19. Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus carregado.

Figura 5.20. Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus descarregado.

A desaceleração máxima atingida pelo ônibus carregado sem que nenhum dos eixos trave é de $6,4 \text{ m/s}^2$ com uma pressão de 9 bar (máxima pressão). Já o veículo descarregado possui uma desaceleração máxima de $6,7 \text{ m/s}^2$ para uma pressão de 5,5 bar. Esses valores mostram uma melhoria do desempenho de frenagem quando comparados com os valores obtidos nos gráficos das figuras 5.1 e 5.2.

Por meio das mudanças nas características do sistema de freio, a distribuição das forças de frenagem ficou mais próxima da distribuição das forças verticais nos eixos. Assim, a eficiência do sistema de freio aumentou, sendo que, para o veículo descarregado assumiu o valor de 96,4% e para o veículo carregado o valor de 94,5% (valor da eficiência limitada pela pressão máxima de 9 bar). Esse aumento é bastante considerável e torna o ônibus biarticulado mais seguro durante o processo de frenagem, pois ocorrerão menos travamento das rodas dos eixos e, com isso, menor ocorrência de acidentes.

É importante lembrar que essa eficiência dos freios é válida para as condições operacionais estudadas e para o coeficiente de adesão definido anteriormente ($\mu_0 = 0,7$ e $\mu_s = 0,6$). Caso algumas dessas condições mude, o valor da eficiência muda porém, ela deve permanecer elevada para essas características de freio (tabela 5.5).

Como foi definido anteriormente, a eficiência do sistema de freios é um meio para se saber o quanto as rodas dos eixos estão utilizando o coeficiente de adesão estático da pista. Quanto maior seu valor, mais próximas, ou seja, com a mesma pressão, as rodas dos eixos vão travar. Com isso, tem-se uma menor ocorrência de travamentos. Porém, se o coeficiente de adesão diminuir (pista molhada por exemplo) mais travamentos ocorrerão comparado com a pista seca, mesmo com uma elevada eficiência do sistema de freio, pois os eixos do veículo atingirão o coeficiente de adesão da pista molhada rapidamente.

O espaço de parada do veículo é a distância que o veículo percorreu desde o início da atuação do freio até a sua parada total, ou seja, quando a

velocidade é zero. A distância de parada é realizada para a frenagem de emergência que é o foco deste estudo.

Utilizando a primeira configuração do sistema de freio dada pela tabela 5.4 o espaço de parada, considerando-se uma velocidade inicial de 72 Km/h, é de 47,6 metros para ônibus biarticulado carregado e de 49,5 metros para o veículo descarregado. Com as mudanças realizadas nas características dos freios, dadas pela tabela 5.5, o ônibus biarticulado apresenta uma distância de parada, para uma velocidade inicial de 72 Km/h, de 40,7 metros para o veículo carregado e de 40,1 metros para o veículo descarregado.

Verifica-se, assim, uma redução na distância de parada para ambas as condições operacionais estudadas (carregado e descarregado), o que representa em uma potencial diminuição da ocorrência de acidentes, pois quanto menor é a distância de parada, maiores as chances do veículo parar antes de algum obstáculo.

A seguir são apresentados alguns gráficos do desempenho de frenagem do ônibus biarticulado, carregado e descarregado, considerando-se a diminuição do coeficiente de atrito e as características do freio dadas pela tabela 5.5. Neste caso, será simulada a frenagem do veículo em uma superfície molhada com o coeficiente de adesão estático 0,3 e dinâmico 0,2.

As figuras 5.21 e 5.22 mostram que a desaceleração máxima do ônibus biarticulado exemplo, para pista molhada, sofre uma grande redução tendo seu valor reduzido para menos da metade do valor obtido para a pista seca. Isso mostra que os espaços de frenagem percorridos nesta condição são muito maiores. Para o ônibus carregado, a distância de parada, com a superfície molhada é de 90,2 metros e para o ônibus descarregado a distância é de 81,9 metros, para uma velocidade de 72 Km/h.

Nota-se, também através desses dois gráficos, que a pressão da linha de serviço com que ocorre travamento de um dos eixos é baixa, em torno de 2,3 bar

para o ônibus descarregado e 3,6 bar para o ônibus carregado. Com isso, o curso do pedal que o motorista tem para controlar a frenagem é pequeno, pois com um simples toque, a pressão atinge 4 bar e um dos eixos trava o que pode possibilitar a ocorrência de acidentes.

Os gráfico das figuras 5.23 e 5.24 mostram que, com o ônibus biarticulado carregado trafegando em uma superfície molhada, o eixo dianteiro do cavalo mecânico é o primeiro a ter as rodas travadas. Já com o ônibus descarregado em uma superfície molhada, as rodas do eixo do primeiro semi-reboque travam primeiro. Isso mostra que a condição da pista influencia na seqüência de travamento das rodas dos eixos. Nota-se que, nesta situação (pista molhada), todos os eixos do ônibus biarticulado travam.

Os gráficos das figuras 5.25 e 5.26 mostram a transferência de carga do ônibus biarticulado carregado e descarregado em uma pista molhada. A transferência continua sendo mais evidente do eixo traseiro para o eixo dianteiro do cavalo mecânico e do eixo do segundo semi-reboque para o eixo do primeiro semi-reboque. Porém, as cargas transferidas são menores pois, como as rodas dos eixos travam rapidamente, o veículo passa a escorregar na pista não mais transferindo carga vertical, mesmo com o aumento da pressão nos freios.

Os gráficos das figuras 5.27 e 5.28 mostram que, mesmo em uma pista molhada, com o coeficiente de adesão baixo, o ônibus biarticulado exemplo nas condições de carregado e descarregado, mantém as curvas dos eixos dentro dos limites estabelecidos pela norma ECE-R13. Portanto, a condição de pista não altera o fato do ônibus biarticulado atender os requisitos impostos pela norma.

Figura 5.21. Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus carregado.

Figura 5.22. Relação entre pressão e desaceleração para o ônibus descarregado.

Figura 5.23. Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus carregado.

Figura 5.24. Relação entre pressão e coeficiente de adesão para o ônibus descarregado.

Figura 5.25. Relação entre pressão e força vertical para o ônibus carregado.

Figura 5.26. Relação entre pressão e força vertical para o ônibus descarregado.

Figura 5.27. Relação entre desaceleração e adesão requerida para o ônibus carregado.

Figura 5.28. Relação entre desaceleração e adesão requerida para o ônibus descarregado.

6. CONCLUSÕES

O programa computacional desenvolvido neste trabalho permite a análise de diversos processos de frenagem, sem a utilização de ABS, para várias condições de carregamento do ônibus biarticulado. Ele pode ser utilizado pelo projetista do sistema de freio em diferentes etapas do processo de definição, desde a fase de projeto até a fase de testes em pista, permitindo o desenvolvimento de um novo sistema de freio ou a melhoria do atual sistema instalado no veículo.

Alguns dos benefícios deste estudo e do programa computacional são: uma melhor compreensão do processo de frenagem, uma maior rapidez na definição do sistema de freio, uma redução nos testes em pista, uma redução nos custos envolvidos na determinação do sistema de freio, e a análise do desempenho e estabilidade do veículo durante o processo de frenagem para qualquer condição operacional do ônibus biarticulado.

Por meio da alteração das características dos componentes do sistema de freio, como a mudança do comprimento da alavanca ajustadora ou a alteração na área do cilindro, é possível alterar as forças de frenagem nos eixos do ônibus biarticulado e, com isso, melhorar a distribuição das forças de frenagem nos eixos, deixando-as mais próximas da distribuição das forças verticais e, assim, aumentando a eficiência do sistema de freio do veículo.

Com os gráficos obtidos pelo programa computacional desenvolvido, que estão mostrados no capítulo 5, e com a experiência do projetista, é possível diminuir a força de frenagem que atua no eixo traseiro do cavalo mecânico e evitar seu travamento prematuro, diminuindo a inclinação da curva de adesão por desaceleração e mantendo o eixo dentro dos limites especificados pela norma.

É possível notar que, por meio da análise dos gráficos mostrados no capítulo 5, com mudanças simples nos componentes do sistema de freio, o ônibus biarticulado passa de uma situação na qual não atendia aos requisitos da norma ECE-R13 e possuía uma baixa eficiência do sistema de freio, nas duas condições operacionais estudadas (carregado e descarregado), para uma situação em que atende a norma e possui uma elevada eficiência.

Logo, pode-se dizer que, com as alterações e com o conseqüente aumento da eficiência, ocorre uma diminuição da probabilidade de travamento das rodas dos eixos e, com isso, uma diminuição na probabilidade de ocorrência de acidentes pois, o aumento da eficiência do sistema de freio está relacionado com a melhoria da segurança do veículo.

Aliado ao aumento da eficiência do sistema de freio, está a diminuição do espaço de parada percorrido pelo veículo em uma frenagem de emergência contribuindo, também, para o aumento da segurança e diminuição de ocorrência de acidentes.

Além disso, é possível alterar a seqüência de travamento dos eixos para uma seqüência mais segura, evitando, com isso, o travamento das rodas do eixo traseiro do cavalo mecânico e, conseqüentemente, a ocorrência do *jackknife* do cavalo mecânico que é o movimento mais perigoso que os veículos articulados podem realizar.

Por meio do passeio do centro de gravidade do ônibus biarticulado é possível obter os pontos de carregamento que são mais críticos durante a frenagem e que devem receber especial atenção.

Com isso, o engenheiro automotivo pode focalizar sua atenção nos pontos de carregamento mais críticos do ônibus biarticulado para projetar ou melhorar o atual sistema de freio economizando tempo e dinheiro na tentativa de satisfazer condições que na prática são improváveis de ocorrer.

Conclui-se também que a norma ECE-R13 está em aberto, ou seja, ela deveria conter uma categoria e classe na qual ônibus articulados e biarticulados fossem enquadrados pois, a atual classificação iguala vários tipos de veículos diferentes usados para transporte de pessoas em uma mesma classe e categoria.

Os ônibus urbanos comuns, os ônibus articulados e os biarticulados são todos classificados na mesma categoria e classe (categoria M3 e classe I, cujos parâmetros foram utilizados nos gráficos do capítulo 5) e, é evidente que eles possuem pesos diferentes, número de eixos diferentes, transferência de carga diferente, transportam número de passageiros diferentes e um não possui articulação e os outros sim.

APÊNDICE

Figura 1 – Estações de carga do ônibus biarticulado

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ✓ 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 brake process. In: INTERNATIONAL MOBILITY TECHNOLOGY CONFERENCE AND EXHIBIT, 4, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 952213.
- BIRCH, S. (1989). Tech briefs: truck rear wheel steering. *Automotive Engineering*, v.97, n.11, p.50-69, Nov.
- BOSCH. (1993). *Automotive handbook 3 ed Stuttgart, Germany*, S.A.E.
- CANALE, A.C. (1989). *Automobilística Dinâmica e desempenho*. São Paulo, Érica.
- CANALE, A.C.; RUFFINO, R.T. (1993). Estudo do peso dinâmico no eixo e nas rodas do veículo usando o Equilíbrio Estático ou Centro de Gravidade do veículo. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 2, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 931648.
- CANALE, A.C.; FERNANDES, D.L.G.; PERSEGUIN, O.T. (1995). Obtenção das forças que atuam nos eixos e na suspensão de um veículo combinado articulado. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 2, Belo Horizonte, COBEM.

✓ CANALE, A.C.; FONSECA, B.J.; ADAS, C.A.; FERNANDES, D.F. (1995). A Description of a computer System for the Study of Brake Performance of Heavy Trucks. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 4, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 952214.

CANALE, A.C.; IOMBRILLER, F.S.; ADAS, C.A.; ANDRADE, F.A.P. (1999). Análise das variáveis do sistema de freios a disco no aspecto térmico. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 1999-01-3040.

✓ CANALE, A.C.; NAVARRO, H.A.; D'ELBOUX, J.E.; SARAIVA, J.R.; VALTAS, N.B. (1997). Resistência ao movimento em veículos comerciais. In: CONGRESSO IBERO AMERICANO DE ENGENHARIA MECÂNICA, 3, Havana, Cuba.

✓ CANALE, A.C.; RUFFINO, R.T. (1993). Estudo Teórico do Desempenho da Frenagem de um Autoveículo Rodoviário Utilizando um Sistema Semi-Automático. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 2, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 931620.

CANALE, A.C.; RUFINO, R.T. (1992). Estudo do desempenho na frenagem de autoveículos rodoviários utilizando a “Técnica do Balanceamento Estático” ou “Passeio do Centro de Gravidade”. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 921438.

DAY, A.J. (1983). Performance variation of cam operated drum brakes. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.197, n.11, Nov.

DORION, S.L.; PICKARD, J.G.; VESPA, S. (1989). Are anti-jackknife devices feasible? *Automotive Engineering*, v.97, n.11, Nov.

DUGOFF, H.; MURPHY, R.W. (1971). The Dynamic Performance of Articulated Highway Vehicles – A Review of the State-of-the-Art. technical paper series 710223.

EMORI, R.I.; HORIGUCHI, J.; IKAMI, T.B (1987). Motion of Tractor in Accident-Prone Conditions.

FANCHER JR, P.S.; MATHEW, A. (1989). Performance factors for heavy trucks. *Automotive Engineering*, v.97, n.11, p.21-24, Nov.

FERNANDES, D.L.G. (1994). *Estudo da frenagem de autoveículos rodoviários articulados pesados*. São Carlos, 1994. 153p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

FERNANDES, D.L.G.; ADAS, C.A.; HAGE, M.M.; CANALE, A.C. (2000). Análise da Influência do Carregamento no Desempenho e Estabilidade de Veículos Articulados Pesados na Frenagem. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 9, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 2000-01-3284

FERNANDES, D.L.G.; CANALE, A.C.; ADAS, C. (1997). Performance, Distribution of Braking and Compatibility of heavy vehicles during braking process including ECE-R13 requeriments. In: INTERNATIONAL MOBILITY CONFERENCE AND EXHIBIT, 6, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 973045.

FERNANDES, D.L.G.; CANALE, A.C.; FONSECA, B.J.; ADAS, C.A. (1997). Performance and directional stability of combination vehicles during the braking process under any operation condition. In: INTERNATIONAL

SYMPOSIUM ON AUTOMOTIVE TECHNOLOGY AND
AUTOMATION, 30, Florence, Italy. Anais, Florence, ISATA.

FLETCHER, L.S. et al. (1990). Feasibility Analysis of asbestos Replacement in Automobile and Truck Brake Systems. *Mechanical Engineering*, p.50-56, March.

FONSECA, B.J.; FERNANDES, D.L.G.; ADAS, C.A.; CANALE, A.C. (1995). A Study of the braking performance of heavy trucks using the "Static Equilibrium" or "Centre of Gravity Range" technique. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 4, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 952215.

GILLESPIE, T.D. (1992). *Fundamentals of vehicles dynamics*. 2.ed. Warrendale, U.S.A, S.A.E.

GOHRING, E.; GLASNER, E.C.V.; POVEL, R. (1992). Aprimoramento das características de dirigibilidade e frenagem de veículos comerciais através da inteligência eletrônica. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 921440.

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, n.23.

IOMBRILLER, S.F.; CANALE, A.C. (1997). The effect of the temperature on the emergency braking of road vehicles. In: INTERNATIONAL MOBILITY CONFERENCE AND EXHIBIT, 6, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 973054.

KARCZEWSKI, J. (1992). Evolution in braking. *Automotive Engineering*, v.100, n.8, p.10-11, Aug.

KNORR-BREMSE (2001). *Catálogo geral de produtos – Sistemas de freios a ar*. São Paulo.

KRAMER, D.; ROPER, D.; TRACHMAN, E. (1987). Drive axle antilock improves truck braking stability. *Automotive Engineering*, v.95, n.11, p.61-65, Nov.

LIMPERT, R. (1992). *Brake Design and Safety*. Warrendale, U.S.A, S.A.E.

MADUREIRA, O.M. (2001). *Dinâmica de Frenagem Veicular*.

MATSUDA, K.; SHINJYO, H.; HARADA, M.; OHATA, K.; SAKATA, K. (1999). A Study on heavy duty truck stability control by braking force control. *JSAE Review*, v.20, p.87-91, June.

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, p.197-201.

OLIVEIRA, A.C. (1998). *Desempenho de frenagem de veículos combinados 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.

OLIVEIRA, Z.A.A.; ANTONELLI, R.L.; VANZETTI, N.F.D. (1993). Nova técnica para aumentar a vida útil do material de atrito dos freios a ar tipo S came e pneus aplicados em caminhões, ônibus e semi-reboques, sem aumentar custos. In: CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE, 2, São Paulo, Brasil, S.A.E./S.A.E. technical paper series 931621.

OPPERNHEIMER, P. (1988). Computer aided stops. *Automotive Engineering*, v.96, n.8, p.61-66, Aug.

- OTTO, E. (1976). Air brake Systems with increased pressure. *Proceedings of Institution of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.191, n.76, p.289-297.
- SCHMITZ, J. (1986). Specifying non-asbestos friction materials. *Automotive Engineering*, v.94, n.4, p.70-74, Apr.
- VOLKSWAGEN (1998). *Fundamentos da tecnologia Automobilistica*. São Paulo, São Paulo.
- WASHABAUGH, F.J. (1986). Ultra-short fibers aid brake lining materials. *Automotive Engineering*, v.94, n.9, p.50-57, Sept.
- WILKINS, H.A. (1977). Accidents to articulated vehicles fitted with load sensing or anti-locking brakes to counteract jack-knifing. Transport and Road Research Laboratory, Crowthorne, Berkshire. ISSN 0305-1315.
- WILLIAMS, A.R.; BOND, R.; PENNELLS, J.H. (1976). The tire/road interface – its effect on braking. *Proceedings of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science*, v.91, n.25, p.69-79.
- WILLIAMS, T. (1976). Wet Friction – Tyre and Road. The tire/road interface – its effect on braking. *Proceedings of Mechanical Engineering. Part C: Mechanical Engineering Science*.