UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

MARCOS ANTONIO GARCÍA RUESGA

Estudo do desempenho da frenagem de um veículo
Bitrem equipado com ABS, sob distintas configurações desse sistema
e do pavimento da via.

São Carlos

2011

MARCOS ANTONIO GARCÍA RUESGA

**Estudo do desempenho da frenagem de um veículo
Bitrem equipado com ABS, sob distintas configurações desse sistema
e do pavimento da via.**

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.

Área de Concentração: Dinâmica das máquinas e
sistemas.

Orientador: Prof. Dr. Antonio Carlos Canale

VERSÃO CORRIGIDA.

O EXEMPLAR ORIGINAL SE
ENCONTRA DISPONÍVEL NA
ESCOLA DE ENGENHARIA
DE SÃO CARLOS.

São Carlos

2011

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTES
TRABALHOS, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO,
PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

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

M216e

García Ruesga, Marcos Antonio.

Estudo do desempenho da freagem de um veículo Bitrem
equipado com ABS, sob distintas configurações de sistema
e do pavimento da via / Marcos Antonio García Ruesga;
orientador Antonio Carlos Canale. -- São Carlos, 2011.

Dissertação (Mestrado - Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica e Área de Concentração em Dinâmica
das Máquinas e Sistemas) -- Escola de Engenharia de São
Carlos da Universidade de São Paulo, 2011.

1. Frenagem. 2. ABS. 3. Freios. 4. Bitrem. 5.
Aderência. 6. Segurança veicular. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato(a): Ingeniero **MARCOS ANTONIO GARCIA RUESGA**.

Dissertação defendida e julgada em 29/04/2011 perante a Comissão Julgadora:

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

APROVADO

Prof. Dr. **ALVARO COSTA NETO**
(Escola de Engenharia de São Carlos/USP)

APROVADO

Prof. Dr. **JUAN CARLOS HORTA GUTIERREZ**
(Universidade Federal de Minas Gerais/UFMG)

APROVADO

Prof. Associado **MARCELO AREIAS TRINDADE**
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica

Prof. Associado **PAULO CÉSAR LIMA SEGANTINE**
Presidente da Comissão da Pós-Graduação da EESC

RESUMO

O sistema antibloqueio de freios ABS (Antilock Braking System) é um dispositivo eletrônico-mecânico que complementa o sistema de freio tradicional e tem como objetivo fazer com que as rodas não travem na ocorrência de uma frenagem de emergência ou sob condições de alto perigo como superfície muito escorregadia, chuva forte ou gelo. Como resultado, o veículo não perde a dirigibilidade fazendo com que o motorista consiga efetuar uma parada muito mais segura e, na maior parte dos casos, num espaço menor do que quando este sistema não se encontra a bordo do veículo, mesmo que essa não seja a missão principal do ABS. Esta dissertação vai apresentar as diferenças que existem na frenagem de um mesmo bitrem, quando esse está equipado com diferentes tipos de ABS. O termo que vai determinar a “qualidade” da frenagem é a eficiência da mesma, ou seja, que percentagem de desaceleração máxima é atingida pelo binômio veículo-ABS numa frenagem em linha reta e pista seca e também com aderência diferenciada lado a lado. Para poder fazer essas estimações simulou-se o sistema de freios ABS com o software Matlab/Simulink. Foi desenvolvido um modelo em multicorpos introduzindo todas as características físicas e dinâmicas de um bitrem. Dados foram obtidos durante as simulações: velocidades, acelerações, forças verticais e tangenciais nas superfícies de contato das rodas, além da eficiência de frenagem. Uma característica fundamental dessa simulação tem sido o fato do bitrem ter dois semireboques ao invés de um só, o que faz com que o veículo combinado às vezes apresente um comportamento diferente do esperado. Foram simuladas as seguintes versões de ABS: 4s4m, 4s3m, 4s2m, 2s2m e 2s1m, sob condições de aderência simétrica e valor 0,6 e condições assimétricas com valores 0,6 e 0,2. No cavalo mecânico, o sistema ABS usado foi o mesmo ao longo da simulação, um

2s2m no eixo dianteiro e 4s4m no tandem. Com condições assimétricas de aderência, a ordem de eficiência dos sistemas foi: o 4s4m (menor distância de parada), depois foi o 4s2m e depois vieram o 4s3m, o 4s2m, o 2s2m e o 2s1m em último lugar.

Palavras chave: *ABS, freios, bitrem, aderência, segurança veicular*

ABSTRACT

The ABS braking system (Antilock Braking System) is an electronic-mechanical device which along with a conventional braking system is conceived to make the wheels don't lock in consequence of an emergency braking or dangerous road conditions such as slippery or icy asphalt or even heavy rain. As a result, car doesn't lose control and driver is enabled to perform a much safer stop. It could also require a shorter distance to a full stop although that is not the first purpose of ABS. This dissertation expects to spot the noticeable differences when a truck is stopped with different versions of the ABS. The "quality" of breaking is going to be set through the braking efficiency parameter, i.e. a comparison between the deceleration reached and the maximum reachable by both truck and road conditions, over a straight path and both equal and different grip coefficient on the sides of the truck. The Matlab/Simulink software was used to simulate an ABS breaking system. A multibody model was developed including all physical and dynamical properties of a truck. Every single relevant data was displayed and monitored: velocity, acceleration, vertical and tangential forces on the common surface tire-ground, besides braking efficiency. One remarkable feature of the simulation was the fact that this modelled truck pulls two trailers, which can get to unusual or unexpected behaviour. Namely, the following ABS versions were tested: 4s4m, 4s3m, 4s2m, 2s2m and 2s1m, under symmetric grip of 0,6 and asymmetric grip values of 0,6 and 0,2. The tractor head used invariably a 2s2m on the front axle and 4s4m on the rear tandem. When it comes to asymmetric conditions the ABS versions were ranked this order: 4s4m, 4s2m, 4s3m, 2s2m and finally 2s1m.

Keywords: *ABS, brakes, bitrem, grip, road safety*

SUMÁRIO

Lista de Figuras	viii
Lista de Tabelas	xii
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Desenvolvimento do transporte rodoviário.....	1
1.2. Qualidade das estradas brasileiras.	3
1.2.1. Pavimento	4
1.2.2. Traçado	5
1.2.3. Precariedade dos veículos.....	6
1.3. Perfil de acidentes	8
1.4. Conclusões	10
1.5. Objetivos	11
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	13
2.1. Sistema de referência	13
2.2. Posição do centro de gravidade (CG)	14
2.3. Equilíbrio de forças.....	15
2.3.1. Forças no contacto pneu-pavimento	16
2.4. Tipos de freio	21
2.4.1. Freios de fricção	21
2.4.2. Retardadores	22

2.4.3.	Freio de escapamento	22
2.4.4.	Retardador hidrodinâmico:	23
2.4.5.	Retardador eletrodinâmico:	23
2.5.	Circuitos de freios	23
2.5.1.	Freio de serviço	23
2.5.2.	Freio manual	24
2.6.	Pneu	24
2.7.	Resistência aerodinâmica.....	29
2.8.	Força devida à inclinação da pista	31
2.9.	Força de resistência ao rolamento.....	32
2.10.	ABS (Antilock Brake System)	34
2.10.1.	Componentes do ABS	37
2.10.2.	Funcionamento do sistema ABS	39
2.10.3.	Conceitos de controle	40
2.11.	Eficiência de frenagem.....	41
3.	METODOLOGIA	43
3.1.	Modelagem do veículo.....	43
3.2.	Características das simulações feitas	48
3.2.1.	Simulação do sistema ABS.....	48
3.2.2.	Simulações.....	50

3.2.3.	Resistência aerodinâmica	52
3.3.	Dados a retirar das simulações.....	53
3.4.	Aderência assimétrica	54
4.	RESULTADOS.....	57
4.1.	Caso ABS 4s4m aplicados nos dois tandens.	57
4.1.1.	Simétrico (aderências iguais).....	57
4.1.2.	Assimétrico (aderências diferentes), μ split	68
4.2.	Caso ABS 4s3m	72
4.2.1.	Simétrico.....	72
4.2.2.	Caso assimétrico, com μ “split”:	74
4.3.	Caso ABS 4s2m	78
4.3.1.	Simétrico (aderências iguais).....	78
4.3.2.	Assimétrico (aderências diferentes), μ split	80
4.4.	Caso ABS 2s2m:	83
4.4.1.	Simétrico:	84
4.4.2.	Assimétrico (aderências diferentes), μ split	86
4.5.	Caso ABS 2s1m com eixo escravo	89
4.5.1.	Simétrico.....	90
4.5.2.	Assimétrico (aderências diferentes), μ split.	91
5.	CONCLUSÕES	95

5.1.	Distâncias de parada totais.....	95
5.2.	Considerações finais	96
6.	REFERÊNCIAS	97

Lista de Figuras

Figura 1.1 Distribuição dos transportes (GEIPOT, 2001)	2
Figura 1.2 Evolução do estado geral das rodovias (BATISTA de BARROS, ca.2004)	6
Figura 1.3 Idade média da frota de caminhões, previsão (CNT; COPPEAD, ca.2002).....	7
Figura 1.4 Matriz de risco de acidentes (PAMCARY, 2007)	9
Figura 1.5 Circunstâncias de risco de acidente (PAMCARY, 2007)	10
Figura 2.1 Eixos no cavalo e semireboques e seus sistemas de coordenadas locais. (PENTEADO de MELO, 2005)	14
Figura 2.2 Forças atuantes numa roda. (RILL, 2008)	16
Figura 2.3 Torque fornecido pelo motor R620 (site SCANIA, 2010).....	18
Figura 2.4 Curva de aderência para frenagem e aceleração (RILL, 2008).....	19
Figura 2.5 Esquema do sistema S came de freios (LIMPERT, 1992).....	22
Figura 2.6 Transmissão do movimento de aceleração num pneu (HEISLER, 2002).....	26
Figura 2.7 Transmissão do movimento de frenagem em um pneu (HEISLER, 2002)	26
Figura 2.8 Eixos e forças nos eixos da roda. (PACEJKA, 2002)	27
Figura 2.9 Combinações de forças possíveis num pneu. (HEISLER, 2002).....	28
Figura 2.10 Ângulos de camber positivo e negativo (RILL, 2008).....	29
Figura 2.11 - Diferentes aerodinâmicas com configurações diferentes no veículo. (HEISLER, 2002).....	30
Figura 2.12 Veículo numa pista inclinada (CANALE, 1989)	32
Figura 2.13 Deformação na zona de contato (ABE, 2009)	33
Figura 2.14 Curva de aderência para slip até 100% (GILLESPIE, 1992).....	36
Figura 2.15 Zona de atuação do ABS. (BOSCH, 1999).....	36

Figura 2.16 Sensor com roda dentada. (BOSCH, 1999)	37
Figura 2.17 Válvula de pressão. (BOSCH, 1999)	38
Figura 2.18 Funcionamento do sistema ABS. (BOSCH, 1999)	39
Figura 3.1 Modelagem do cavalo e semibreques	45
Figura 3.2 Entrada das acelerações no veículo	46
Figura 3.3 Curva aderência versus slip.....	47
Figura 3.4 Tela da simulação do sistema ABS	49
Figura 3.5 Norma NBR 14354 para veículos da categoria M	53
Figura 3.6 norma NBR 14354 em termos de eficiência e aderência disponível.	54
Figura 3.7 Etapas de uma derrapagem com aderências assimétricas (RILL, 2008).....	55
Figura 4.1 Velocidade do veículo durante a simulação.....	58
Figura 4.2 Aceleração do bitrem durante a simulação	59
Figura 4.3 Deslocamento do bitrem durante a simulação	60
Figura 4.4 Força horizontal nas rodas do primeiro eixo.....	61
Figura 4.5 Força horizontal nas rodas do eixo 2.....	62
Figura 4.6 Forças horizontais nas rodas do eixo 3	62
Figura 4.7 Forças horizontais nas rodas do eixo 4.	63
Figura 4.8 Forças horizontais nas rodas do eixo 5.	63
Figura 4.9 Forças horizontais nas rodas do eixo 6.	64
Figura 4.10 Forças horizontais nas rodas do eixo 7.	64
Figura 4.11 Funcionamento do ABS em termos de aderência.	65
Figura 4.12 Forças verticais sobre todos os eixos.	66
Figura 4.13 Pressão na linha de freio por desaceleração do veículo.	67
Figura 4.14 Eficiência da frenagem com ABS 4s4m, condições simétricas.	67

Figura 4.15 Eficiência da frenagem com ABS 4s4m, condições assimétricas.....	68
Figura 4.16 Valores do slip no lado direito, ABS 4s4m assimétrico.	69
Figura 4.17 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 4s4m assimétrico	69
Figura 4.18 Aderência no lado direito, ABS 4s4m condições assimétricas.....	70
Figura 4.19 Aderência no lado esquerdo, ABS 4s4m condições assimétricas.....	70
Figura 4.20 Força de frenagem por eixo no lado direito, ABS 4s4m caso assimétrico.	71
Figura 4.21 Força de frenagem por eixo no lado esquerdo, ABS 4s4m caso assimétrico.	71
Figura 4.22 Aderência em todos os eixos, ABS 4s3m, condições simétricas.	73
Figura 4.23 Slip em todos os eixos, ABS 4s3m, condições simétricas.	73
Figura 4.24 Eficiência da frenagem com ABS 4s3m, condições simétricas.	74
Figura 4.25 Aderência no lado esquerdo, ABS 4s3m, condições assimétricas.....	75
Figura 4.26 Aderência no lado direito, ABS 4s3m condições assimétricas.....	76
Figura 4.27 Valores do slip no lado direito, ABS 4s3m assimétrico.	76
Figura 4.28 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 4s3m assimétrico.	77
Figura 4.29 Eficiência da frenagem com ABS 4s3m, condições assimétricas.....	77
Figura 4.30 Eficiência da frenagem com ABS 4s2m, condições simétricas.	78
Figura 4.31 Aderência em todos os eixos, ABS 4s2m, condições simétricas.	79
Figura 4.32 Slip em todos os eixos, ABS 4s2m, condições simétricas	80
Figura 4.33 Eficiência da frenagem com ABS 4s2m, condições assimétricas.....	81
Figura 4.34 Aderência no lado direito, ABS 4s2m condições assimétricas.....	82
Figura 4.35 Aderência no lado esquerdo, ABS 4s2m condições assimétricas	82
Figura 4.36 Valores do slip no lado direito, ABS 4s2m assimétrico	83
Figura 4.37 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 4s2m assimétrico	83
Figura 4.38 Slip em todos os eixos, ABS 2s2m, condições simétricas	85

Figura 4.39 Aderência em todos os eixos, ABS 2s2m, condições simétricas.	85
Figura 4.40 Eficiência da frenagem com ABS 2s2m, condições simétricas.	86
Figura 4.41 Aderência no lado direito, ABS 2s2m condições assimétricas.	87
Figura 4.42 Aderência no lado esquerdo, ABS 2s2m condições assimétricas.	87
Figura 4.43 Valores do slip no lado direito, ABS 2s2m assimétrico.	88
Figura 4.44 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 2s2m assimétrico.	88
Figura 4.45 Eficiência da frenagem com ABS 2s2m, condições assimétricas.	89
Figura 4.46 Aderência em todos os eixos, ABS 2s1m, condições simétricas.	90
Figura 4.47 Slip em todos os eixos, ABS 2s1m, condições simétricas.	91
Figura 4.48 Eficiência da frenagem com ABS 2s1m, condições simétricas.	91
Figura 4.49 Valores do slip no lado direito, ABS 2s1m assimétrico.	92
Figura 4.50 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 2s1m assimétrico.	92
Figura 4.51 Aderência no lado direito, ABS 2s1m condições assimétricas.	93
Figura 4.52 Aderência no lado esquerdo, ABS 2s1m condições assimétricas.	94
Figura 4.53 Eficiência da frenagem com ABS 2s1m, condições assimétricas.	94

Lista de Tabelas

Tabela 1- Importância do setor transportes (CNT; COPPEAD, ca.2002).....	3
Tabela 2- Qualidade do pavimento nas estradas brasileiras (PESQUISA CNT DE RODOVÍAS, 2009)	4
Tabela 3- Massas e centros de gravidade das unidades do bitrem.	44
Tabela 4 - Fator de freio usado.....	48
Tabela 5 - Eficiência do freio	48
Tabela 6 - Dados de aderência introduzidos como variáveis no workspace do simulador	55
Tabela 7 - Distâncias totais para frenagem total.....	95

1. INTRODUÇÃO

A logística é definida como um conjunto de métodos necessários para conseguir a organização de uma empresa ou um serviço, especialmente a distribuição. Tem sido uma atividade inerente à própria raça humana, desde que essa começou a se estabelecer em comunidades, formando estruturas organizadas, criando necessidades e demandas assim que se criavam contatos entre as diferentes colônias que começavam a existir.

Originalmente, essas formas de conexão e transporte eram rudimentares, simples e limitadas em relação ao âmbito de atuação devido à precariedade das vias e o baixo desenvolvimento de sistemas eficazes de transporte de pessoas, informações e mercadorias.

Por muitos séculos, o uso de energias simples como animal, eólica ou até mesmo humana foi fundamental, para o transporte por terra e mar. Se estabeleceu então uma relação intrínseca entre o tipo de mercadoria transportada e o meio de transporte usado para esse fim.

1.1. Desenvolvimento do transporte rodoviário

Ao passar do tempo, o setor da logística tem se profissionalizado paralelamente ao desenvolvimento dos veículos, infra-estruturas, demanda desse serviço e avanço da engenharia em geral. Hoje em dia, aviões e navios realizam trajetos intercontinentais de longas distâncias, e trens e caminhões são responsáveis pelo transporte na superfície, estabelecendo complexas redes de comunicação entre regiões.

Foi nos anos 50 quando o tráfego rodoviário começou a ser a opção escolhida para transporte devido à rápida expansão da indústria automotiva e baixos preços do petróleo e derivados. Esse tem sido um fato mundial sem restrições, e o Brasil tem experimentado esse fenômeno

de forma mais direta, pois a mudança da capital para a região Centro-Oeste fez com que o desenvolvimento duma rede de rodovias fosse prioridade até os anos 70. Assim, o transporte rodoviário constitui mais de 96% da matriz de transporte de passageiros e quase 68% no caso de cargas (ATLAS DO TRANSPORTE CNT, 2006).

O trato favorável ao trânsito rodoviário em detrimento do ferroviário é facilmente visível na Figura 1.1. Sendo o Brasil o quinto maior país do mundo em extensão surpreende a repartição da logística nacional, com uma percentagem muito alta destinada ao rodoviário, e baixa para o ferroviário, muito mais eficiente.

Figura 1.1 Distribuição dos transportes (GEIPOT, 2001)

Na atualidade, 63% das cargas que transitam no Brasil são transportadas por caminhões (até 90% no estado de São Paulo), 22% por trens, barcaças 10,6%, 4% viajam por meio dutoviário (dutos subterrâneos para gás e petróleo) e o restante 0,4% vai por avião. (REVISTA CNT n.158).

Tanto os EUA, a Rússia, o Canadá e a China, que possuem tamanhos comparáveis ao brasileiro, apresentam distribuições inversas, com grande peso específico do modal ferroviário, contrariamente ao observado em países de tamanhos relativamente pequenos.

Assim sendo tão importantes os números do negócio logístico (mais de 4% do PIB brasileiro) (Tabela 1), e mais concretamente o transporte rodoviário, objeto desta dissertação, é oportuno se fazer um conciso resumo sobre o estado das vias e as suas perspectivas, situação da frota de caminhões na estrada e mais do que tudo isso, dados de frequência de acidentes no setor.

Tabela 1- Importância do setor transportes (CNT; COPPEAD, ca.2002)

PARTICIPAÇÃO DO SETOR DE TRANSPORTES NA ECONOMIA BRASILEIRA	
<i>Valor adicionado pelo setor de transportes no PIB (%)</i>	4,4%
<i>Valor adicionado pelo setor de transportes no PIB (R\$)</i>	R\$ 42 bilhões
<i>Empregos diretos gerados</i>	1,2 milhões
<i>Total de carga movimentada por ano (em TKU)</i>	746 bilhões

1.2. Qualidade das estradas brasileiras.

No ano de 2009, a CNT publicou a 13ª pesquisa CNT de rodovias que avaliava as seguintes características de todas as rodovias do país: pavimento, sinalização, geometria da via (curvas perigosas, acostamentos, pontes e viadutos...) e estado geral da mesma. O resultado merece ser resumido aqui, pois constitui a essência do motivo pelo qual este trabalho foi desenvolvido. No estudo, 89.552 km de rodovia foram analisados, constituídos pela rede federal de rodovias pavimentadas, e as principais rodovias estaduais.

A classificação da qualidade do pavimento foi tirada avaliando três itens: a condição da superfície do pavimento, a velocidade devida ao pavimento e a qualidade do pavimento no acostamento; e o resultado mostrou que apenas 45,8% da malha pesquisada tem situação satisfatória e mais da metade são trechos em que a circulação deve ser feita com cautela ou mesmo sob condições de perigo.

1.2.1. Pavimento

Pavimentos em boas condições não apresentam buracos e tem superfície perfeita ou simplesmente desgastada ou com trincas ou remendos, mas não buracos (Tabela 2). Isto faz com que a velocidade não deva ser diminuída.

Obviamente, pavimento melhor implica uma maior aderência máxima disponível para o veículo o que se traduz numa menor distância de parada quando os freios são acionados com toda a potência disponível.

Tabela 2- Qualidade do pavimento nas estradas brasileiras (PESQUISA CNT DE RODOVIAS, 2009)

Pavimento	Extensão Total	
	Km	%
Ótimo	34.459	38,5
Bom	6.494	7,3
Regular	36.006	40,1
Ruim	9.097	10,2
Péssimo	3.496	3,9
TOTAL	89.552	100,0

Outro aspecto muito importante entre todos esses, que também tem a ver com segurança de condução, é a presença de curvas perigosas, tais como: alinhamentos com longas tangentes

podem induzir a velocidades altas e incompatíveis com a rodovia em questão, além de criar uma atmosfera de viagem monótona e sonolenta. Por outro lado, curvas fechadas, de raio pequeno tendem a reduzir a distância de visibilidade e a reduzir, portanto, a velocidade até limites não aconselháveis.

1.2.2. Traçado

A CNT diz que as curvas perigosas são aquelas precedidas de placas de advertência de curva acentuada. Segundo isto, em 23,7% dos trechos pesquisados existe no mínimo uma curva perigosa a cada 10 km. Dessas, apenas 13% apresentam condições ótimas (defensas completas e placas legíveis).

Pelo fato dos caminhões serem veículos de alta capacidade de transporte, tendo o centro de gravidade mais alto do que os veículos normais de passeio, eles são mais suscetíveis de sofrerem a transferência de peso entre eixos quando freando e/ou quando trafegando em curva.

Citam-se ainda as diferenças da qualidade do pavimento que o estudo da CNT mostra entre vias públicas e concedidas: as rodovias sob concessão apresentam 81% de pavimento em estado ótimo frente a 30,4% no caso das vias públicas.

Figura 1.2 Evolução do estado geral das rodovias (BATISTA de BARROS, ca.2004)

Estudos profundos no campo do transporte mostram que trechos com pavimento destruído podem produzir uma diminuição da velocidade de até 31,8 km/h, aumentando-se o custo do transporte em 30% e o custo de manutenção dos veículos em 38%. (CNT, 2002).

1.2.3. Precariedade dos veículos

Mas não é só o pavimento que encarece o serviço e diminui a qualidade deste. A idade da frota atual é realmente um problema no sistema logístico brasileiro, pois só traz inconveniente tanto para usuários desse meio como para os outros:

- Idade alta faz com que o bitrem apresente altos consumos de combustível, encarecendo o transporte.
- Com isto, acontece uma maior poluição do meio ambiente e nas cidades, contribuindo para um maior impacto de doenças respiratórias e alergias.

- Medidas de segurança absolutamente deficientes e obsoletas com os motoristas deste tipo de veículos, que colocam sua vida em risco em cada viagem, não contando com os últimos avanços em segurança ativa e passiva.
- Perigo na estrada para os usuários alheios ao bitrem, mas que compartilham a rodovia. Ainda mais se também a via for ruim e de duplo sentido, faixa simples.

No Registro Nacional do Transporte Rodoviário de Cargas estão computados apenas os dados de caminhões que prestam serviços a terceiros através de frete, e segundo esses dados, a idade média da frota dos autônomos é de 21,2 anos e a da frota de empresas de 10,4 anos.

A Figura 1.3 mostra a evolução prevista da idade da frota, com base na tendência apresentada nos últimos cinco anos e as vendas de caminhões no país desde o ano 1990 até o ano 2001. Pode ser visto que as vendas têm aumentado claramente nos últimos três anos e isto deve continuar assim até a total renovação da frota, pois mais do 76% dos caminhões têm mais de 10 anos. (CNT; COPPEAD, ca.2002)

Figura 1.3 Idade media da frota de caminhões, previsão (CNT; COPPEAD, ca.2002)

Por ultimo mostra-se a seguir, uma perspectiva resumida dos acidentes que acontecem nas estradas no setor do transporte comercial.

1.3. Perfil de acidentes

A PAMCARY é uma corretora de seguros que por mais de 40 anos tem constituído uma grande base de dados de acidentes que oferece resultados interessantes em relação às causas que provocam um acidente, o perfil do motorista mais suscetível de sofrer um acidente e o tipo de bitrem mais propenso a isso.

O estudo da PAMCARY mostra que o motorista mais propenso a ter um acidente é muito jovem, entre 18 e 25 anos, dirigindo numa rodovia em mau estado de conservação com curvas fechadas.

Quatro mil e duzentos acidentes formaram a base de dados do estudo, dos quais tirou se a frequência com que eles apareciam e as suas conseqüências. Deste estudo foram tirados gráficos de: tipo de acidentes, circunstâncias e causas dos acidentes e principais fatores de risco. Chamou-se o gráfico bidimensional resultante de “matriz de risco”, relacionando “conseqüência”, no eixo x , e “frequência”, no eixo y .

Figura 1.4 Matriz de risco de acidentes (PAMCARY, 2007)

Pode-se ver na Figura 1.4 que vazamento é um tipo de acidente que apresenta baixa consequência e pouca frequência, diferente em parte do incêndio, que tem consequências mais severas. Por outro lado, os acidentes do tipo abalroamento ou colisão têm altas frequências e baixas consequências. Os acidentes do tipo tombamento ou capotagem que são muitas vezes precedidos por escorregamentos são muito frequentes e com graves consequências, esses acidentes podem ser combatidos ou minimizados com o uso de ABS na frenagem.

A Figura 1.5 evidencia as carências do Brasil em termos de que grau de responsabilidade tem cada um dos itens já comentados neste capítulo: qualidade que a estrada dispõe para o motorista, perfil do motorista, idade do veículo e sua atualização tecnológica, condições do estado da manutenção, horário laboral que os transportadores encaram...

Como se pode prever pelo estudo da Pamcary, as condições da pista e o fator humano são os principais motivos de um acidente: falha do motorista está presente no 66% dos acidentes

registrados (fadiga, imprudência...), más condições da via presentes em 47% dos mesmos (pista escorregadia, curva fechada, má conservação...).

Figura 1.5 Circunstâncias de risco de acidente (PAMCARY, 2007)

1.4. Conclusões

Para se reduzir os acidentes e fatalidades pode se atuar sobre todos os aspetos mostrados acima. É preciso uma legislação que regule o transporte e a jornada laboral do transportador, obrigando ele a cumprir um mínimo de horas de descanso por cada dia viajado e impondo um numero máximo de horas em que pode dirigir sem descansar. O sistema atual de remuneração baseado simplesmente na produtividade faz com que os motoristas se vejam forçados a dirigir durante tempos intermináveis ainda por cima em velocidades muito altas que os deixam mais expostos aos acidentes.

É preciso também um plano de renovação de frota, com incentivos fiscais e vantagens para induzir a troca de veículos velhos, com retirada definitiva dos veículos antigos para que estes não sejam mais usados. A troca de veículos velhos por novos traz novas tecnologias que aumentam a segurança, como o uso de ABS no sistema de freios.

O Governo deve fazer um esforço para investir mais na reforma e manutenção das estradas, liberando-as de pontos negros, curvas perigosas, buracos, melhorando a superfície do pavimento. Isto deve incluir acostamentos de qualidade e pavimento uniforme, para não produzir mudanças bruscas do coeficiente de aderência nas zonas de alagamentos ou superfícies escorregadias, onde o motorista pode perder o controle do bitrem não podendo fazer nada para evitá-lo.

O uso de novas tecnologias como o ABS, utilizado já por um longo tempo nos países desenvolvidos pode trazer um ganho de segurança importante, principalmente em veículos pesados articulados. A legislação atual no Brasil já prevê o seu uso em larga escala até 2014, mas o seu comportamento nos veículos nacionais ainda não é bem conhecido.

1.5. Objetivos

Com o objetivo de comparar diferentes tipos de ABS num veículo bitrem, se utilizará um programa de simulação feito em Matlab/Simulink. Neste simulador se introduzirão os sistemas de ABS 2s2m no eixo dianteiro e 4s4m no tandem traseiro do cavalo mecânico. Nos semireboques do bitrem se introduzirão ABS diferentes a cada simulação, comparando as eficiências na frenagem. As variantes simuladas nos semireboques serão: 4s4m, 4s3m, 4s2m, 2s2m e 2s1m. Condições de aderência simétricas e assimétricas também serão consideradas como condições de simulação: serão utilizadas aderências de 0,6 em ambos os lados em caso

de simulação simétrica e 0,6 e 0,2 quando as condições sejam assimétricas. Após as simulações, vários dados serão obtidos para sua comparação: distâncias de frenagem até parada total, slip em cada um dos eixos durante a simulação e a aderência que cada eixo atinge.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção se desenvolve toda uma revisão dos conceitos envolvidos para o total entendimento do estudo realizado.

A dinâmica veicular trata de estudar os movimentos possíveis de um veículo sobre uma superfície de rodagem. Assim, o comportamento dinâmico está determinado por forças atuantes na superfície de contacto comum entre pneu e pavimento, a força da gravidade que atua de forma pontual no centro de gravidade do veículo, a resistência aerodinâmica e a resistência ao rolamento dos pneumáticos. Os movimentos resultantes são devidos à interação dessas forças com a geometria física do veículo. A existência de um sistema de referência solidário ao veículo (sistema de coordenadas local) faz com que a dinâmica veicular possa ser dividida em: dinâmica longitudinal, lateral e vertical.

No caso em questão, a dinâmica envolvida é mais complicada do que num simples carro, pois o bitrem é composto de três corpos de grandes dimensões e pesos, articulados com vários graus de liberdade entre eles.

2.1. Sistema de referência

Em cada um dos veículos existe um sistema de referência com origem no centro de gravidade próprio, no qual o eixo “x” encontra-se situado ao longo do eixo longitudinal, transversal aos eixos de rodagem. O eixo “z” é transversal ao x e vertical ao pavimento, com sentido positivo para baixo. Finalmente, o eixo “y” localiza-se perpendicular a ambos os anteriores eixos, formando um sistema de referência fixo no veículo (sistema de coordenadas local). (Figura 2.1)

Figura 2.1 Eixos no cavalo e semireboques e seus sistemas de coordenadas locais.

(PENTEADO de MELO, 2005)

2.2. Posição do centro de gravidade (CG)

Este ponto imaginário determina em muito o comportamento dinâmico do veículo combinado e, além disso, é com ele que as equações de movimento de Newton são obtidas.

O cálculo do centro de gravidade é uma das primeiras etapas no processo de desenho de qualquer veículo. Para desenvolver um estudo preliminar, os primeiros dados assumidos são os disponíveis de veículos antigos, com dimensões semelhantes. Para cálculos mais acurados

em fases subseqüentes é o próprio veículo, primeiro como protótipo e depois em versão definitiva, que se usa para obter esses dados sob provas amplamente conhecidas e simples.

Para se localizar o CG, devem-se indicar as coordenadas de posição na longitudinal (ao longo do eixo x e entre os eixos das rodas), na posição lateral, no eixo y, e na altura desde o pavimento. Na hora de se proceder com os semireboques, o apoio sobre o precedente deve ser considerado.

Porém, a localização do CG nos veículos semi-reboques tem certa dificuldade devido às várias possibilidades de carregá-los: desde a condição de vazios até o PBT. O CG varia em x, y e z em função de como a carga é distribuída no espaço disponível. Devido às infinitas possibilidades deste peso adicional ser colocado, também a posição do CG apresenta um campo de posições possíveis. Isto obviamente afeta o desempenho da CVC e a eficiência da frenagem, com mudanças importantes do peso sobre cada um dos eixos, que limita ou amplia a capacidade de resposta deles (CANALE, 1991).

2.3. Equilíbrio de forças

A resposta dinâmica do veículo carregado e trafegando na estrada é determinada pela resolução das equações de movimento obtidas através da segunda lei de Newton na forma de translação e rotação. O estudo da frenagem da CVC em pista plana e linha reta envolve a dinâmica longitudinal: movimento translacional ao longo do eixo x e a rotação em torno do eixo y e a vertical: movimentos na direção de z envolvendo a suspensão e contato pneu pavimento. De uma forma simplificada, a equação diferencial de movimento deve ser resolvida na frenagem.

$$M \cdot \ddot{x} = \sum F_{externas} = T_{pneu} - R_{aerod} - R_r - R_g \quad (1)$$

Note-se que só uma das forças participantes faz com que o veículo apresente um movimento relativo à rodovia. Esse é o termo T_{pneu} , tração/frenagem resultante da interação do pneu com o pavimento e do torque proveniente do motor ou do sistema de freios. As outras forças presentes são, respectivamente, a resistência aerodinâmica, a resistência à rolagem atuante nos pneus, e a força devida à inclinação da pista quando subindo uma estrada não plana.

2.3.1. Forças no contacto pneu-pavimento

A roda experimenta um movimento de rotação ao redor de um eixo. A ela chega a força proveniente do motor ou do freio em forma de torque no seu eixo, depois de passar pela caixa de câmbio e diferencial. Por outra parte, a pressão do circuito de freio monitorada pelo motorista na válvula pedal atua sobre os pistões (freio hidráulico) ou câmaras (freio pneumático) que produzem um torque de atrito sobre as superfícies dos discos/tambores, resultando num torque contrário ao giro de avanço da roda com o veículo trafegando para a frente. Além disso, ao exercer uma força tangente sobre o pavimento proveniente do torque de atrito do freio, produz uma força T_B contrária na superfície do pneu e contraria também ao giro dele freando o veículo. (Figura 2.2).

Figura 2.2 Forças atuantes numa roda. (RILL, 2008)

F_x , força longitudinal atuante no pneu.

r_s , radio dinâmico do pneu

T_s , torque proveniente do motor

T_B , torque de frenagem

Para resolver o equilíbrio de forças existente na roda utiliza se a segunda lei de Newton na forma rotacional, nela tem se o equilíbrio das forças que contribuem ao movimento de avanço e as resistivas a esse movimento. Deste resultado se consegue a aceleração angular da roda conforme equação:

$$I \cdot \dot{\Omega} = T_s - T_B - r_s \cdot F_x \quad (2)$$

A inércia I na equação não deve considerar apenas a inércia presente na roda e pneu, mas também a de todos os componentes ligados a ela do sistema de transmissão e motor. Isto pode ser obtido pela equação

$$I = (I_e + I_t) \cdot N_{tf}^2 + I_d \cdot N_f^2 + I_w \quad (3)$$

Nesta equação, os momentos de inércia, I_e, I_t, I_d, I_w são respectivamente as inércias do motor, transmissão, diferencial e roda. Por outro lado, N_f e N_{tf} são as relações de transmissão do diferencial e da marcha engrenada na caixa de câmbio.

- **Força de tração**

O torque de tração é proveniente do motor, segundo os gráficos da disponibilidade de torque no eixo. Para cada regime de aplicação do acelerador (25%, 50%, 75%...), o motor é monitorado em dinamômetro para se obter os dados do torque desenvolvido no eixo saída do motor, que posteriormente chega à caixa de câmbio, diferencial e às rodas dos eixos de tração.

A Figura 2.3 mostra os valores de torque do motor R620 da SCANIA. Este motor tem oito cilindros em V com torque máximo de 3000 Nm na faixa de 1000 RPM até 1400 RPM. Igualmente, o gráfico da potência mostra um valor máximo de 620 HP a 1900 RPM.

Figura 2.3 Torque fornecido pelo motor R620 (site SCANIA, 2010)

- **Força de atrito com a pista**

Existe um valor máximo da aderência entre duas superfícies que depende das superfícies, matérias, tratamento superficial... Sempre que o torque no eixo provoque uma força inferior a $\mu_{max} \cdot N$, a roda começa o seu movimento sem escorregar. A força resistiva do chão tem um valor de $\mu \cdot N$ sendo a aderência um coeficiente de valor variável conforme a demanda de aceleração varia. Esta mudança contínua da aderência existe porque a roda funciona como um corpo elástico com deformações e dissipação de calor que faz com que exista um escorregamento parcial de 0 a 100%

Figura 2.4 Curva de aderência para frenagem e aceleração (RILL, 2008)

A fórmula que dá o valor do slip é:

$$slip = s = \frac{V - \omega \cdot R}{V} \quad (4)$$

Sendo ω a velocidade angular no pneu, R o raio dinâmico e V a velocidade em que o veículo está circulando.

A aderência tem um máximo no intervalo do 15-30% de escorregamento, atingindo um valor estimado característico para cada par pavimento e pneu, disponível em tabelas. A partir dessa percentagem, o valor do coeficiente desce progressivamente, atingindo o valor mínimo quando a roda bloqueia.

- **Força de frenagem**

O sistema de freios é importante para se conseguir deter o veículo sob condições seguras para os ocupantes e as mercadorias conforme as condições variáveis do tráfego e em situações de

emergência. Os freios devem ser capazes sob várias condições operativas, tais como: pavimento seco ou úmido, veículo carregado ou vazio, etc., de desenvolver satisfatoriamente estas três tarefas: (LIMPERT, 1999)

- Desacelerar o veículo incluindo a parada total.
- Manter a velocidade quando trafegando em descida.
- Manter o veículo parado quando estiver sobre pista inclinada.

O circuito de freios é tão importante quanto o motor que traciona o veículo e para este poder ser comercializado deve superar requisitos exigidos em normas e leis.

O estudo de um sistema de freios pode se decompor em quatro partes conforme (BOSCH,1999)

- Fonte de energia
- Dispositivos atuantes
- Dispositivos de transmissão
- Freio

Existem diferenças fundamentais entre um sistema de freios para carros e para caminhões em cada uma de essas subdivisões, porém somente a instalação para veículos de grande porte será revisada por ser este o escopo da presente dissertação.

A fonte de energia necessária para efetuar a frenagem pode ser mecânica, hidráulica, pneumática, elétrica ou muscular com origem no motorista. Em relação a estas fontes, o sistema de suprimento da energia está composto também pelos mecanismos desenhados para produzir, armazenar e tornar disponível a energia requerida para frear.

Os dispositivos atuantes são aqueles que regulam a operação de frenagem enquanto que os “dispositivos de transmissão” levam a energia até a unidade de frenagem (dispositivos atuantes). Este sistema se estende desde o pedal do freio até o freio na roda.

Por último, existem dois sistemas no mercado para converter a energia armazenada em força efetiva de frenagem em veículos de transporte comerciais: freios de fricção, que convertem a energia cinética do veículo em calor dissipado para o meio ambiente e retardadores, que não servem para deter o veículo, mas para conter a velocidade e impedir aceleração excessiva em descidas, poupando os freios convencionais de fricção.

2.4. Tipos de freio

2.4.1. Freios de fricção

- Freios de tambor

Existe um tambor solidário ao movimento da roda e duas lonas no seu interior que são pressionadas contra a sua superfície interna por efeito da pressão do ar monitorada pela válvula pedal e motorista. O funcionamento normal consiste na entrada do ar sob pressão na câmara do freio que exerce uma força na alavanca ajustadora de folga que provoca um torque no S came. Este torque gira o S came que joga as lonas contra o tambor gerando o torque de atrito, conforme na Figura 2.5.

O freio tipo S came é largamente utilizado em veículos comerciais e CVC, pois apresenta maior facilidade de inspeção e manutenção que outras configurações.

Figura 2.5 Esquema do sistema S came de freios (LIMPERT, 1992)

- Freios a disco

Um disco é montado solidário à roda e uma mordaza (cáliper) no exterior dele, com pastilhas de fricção na parte interna, de tal forma que ao se acionar o freio as pastilhas são apertadas contra o disco. Este tipo de freio tem vantagens com relação ao freio a tambor, pois tem maior poder de dissipação de calor para o meio ambiente e menor peso. É mais resistente ao “fading” com menor queda de desempenho quando aquecido.

2.4.2. Retardadores

Os freios retardadores servem para conter a velocidade e aliviar o trabalho do freio convencional de fricção. Não servem para deter o veículo de forma total. Os mais usados são:

2.4.3. Freio de escapamento

Muitas vezes citado como freio de motor, aumenta a resistência ao movimento no motor. O funcionamento é simples, o fluxo de combustível é interrompido e uma válvula aumenta a resistência da saída pela tubulação de escape do ar injetado nos cilindros, criando um colchão de ar que exerce resistência ao avanço do pistão.

2.4.4. Retardador hidrodinâmico:

Dentro do dispositivo existem duas rodas de paletas, um rotor e um estator opostos entre eles. O rotor está unido ao eixo cardã do veículo, e o estator fixado na estrutura do retardador. Entre estas duas partes existe um óleo que inunda a totalidade do interior e é acelerado pelo movimento de rolamento do rotor. Pelo fato do estator não girar, o óleo é freado e, portanto também o giro do rotor e do eixo de transmissão do veículo.

2.4.5. Retardador eletrodinâmico:

Consiste em um disco de aço refrigerado por ar que gira em um campo eletromagnético variável gerado por bobinas com a energia da bateria. A corrente elétrica induzida no disco produz uma força contra eletromotriz que retarda o disco e freia automaticamente as rodas do veículo.

2.5. Circuitos de freios

2.5.1. Freio de serviço

É o sistema usado no uso normal do veículo. O pedal aciona este sistema de uma forma precisa e atua sobre todas as rodas do veículo; os sistemas de freio de serviço mais simples têm em uma única linha de transmissão da fonte de energia às rodas. Conseqüentemente, um

defeito em qualquer parte do circuito irá comprometer o funcionamento total; como resultado, esse tipo de instalação não é mais aprovada pela legislação européia e brasileira.

Para melhorar a segurança do circuito, a transmissão se faz dupla, com dois circuitos independentes. Em veículos comerciais a instalação mais adotada consiste em um circuito que controla o eixo dianteiro e outro circuito controlando o eixo ou tandem traseiro. Quando um dos circuitos de frenagem falha, o outro ainda intacto permanece operativo.

2.5.2. Freio manual

O freio manual deve manter o veículo estacionado inclusive quando em uma pista inclinada, funcionando na ausência do operador do veículo. Este sistema deve continuar em funcionamento ainda quando uma falha ocorre no freio de serviço. Para consegui-lo, o funcionamento deste freio é mecânico, transmitindo a força até as rodas por um meio mecânico ou um cabo operado desde um dispositivo na cabine do cavalo.

2.6. Pneu

Já tem sido comentado a importância de conhecer o pneu por ser o inteiro responsável da “performance” dos veículos em que se monta. A dinâmica inteira do veículo está determinada por uma pequena área de contato pneu-pavimento, onde o material elástico do pneu é capaz de deformar segundo a direção do movimento do veículo.

Desde 1888, quando o escocês Dunlop inventou os primeiros pneus inflados da história, muitos passos no aprimoramento deles foram dados. Em 1891, a Michelin criou pela primeira

vez, pneus que podiam ser montados à mão e, em 1904, apareceram os pneus com a forma conhecida hoje, com as laterais verticais (HANKOOK)

Comercialmente existem duas grandes tendências enquanto à estrutura interna com que são fabricados: os pneumáticos “cross-ply”, construídos com mantas de material de reforço superpostas diagonalmente entre si, enquanto que os radiais apresentam camadas de material superpostas radialmente, ou seja, transversalmente ao plano médio rotacional da roda, de lado a lado. Hoje em dia, pneus radiais são os “standard” nos veículos para passageiros, e no âmbito dos veículos de maior porte coexistem ambos.

A estrutura radial apresenta consideráveis vantagens sobre a convencional: superior aderência devido à conservação da superfície de contacto com o pavimento em todos os momentos, menor aquecimento e menor resistência ao rolamento, são avais suficientes para explicar o domínio do radial no mercado.

Geralmente, quando o veículo está percorrendo uma trajetória retilínea, a direção do movimento da roda coincide com o plano rotacional dela. Porém, quando seguindo uma curva ou qualquer movimento com componente lateral no deslocamento, a direção do movimento da roda sai do plano transversal rotacional dela (ABE, 2009). É neste caso que o pneu desenvolve forças longitudinais ao longo do seu eixo x local, onde atuam a tração e a frenagem, e também forças de ação e reação do pavimento se opondo à aceleração centrífuga do veículo na curva. Como vai ser visto proximamente, esta é uma nova força que resulta numa outra total vetorial de duas componentes e não só uma como acontece num simples movimento retilíneo.

Figura 2.6 Transmissão do movimento de aceleração num pneu (HEISLER, 2002)

Num movimento retilíneo, quando a roda encontra-se submetida a uma força de aceleração como na Figura 2.6, o pneu gira no mesmo sentido do torque aplicado criando uma zona de borracha comprimida e outra tracionada depois do contato. Esta deformação provoca um escorregamento local parcial por não ser o rolamento de sólido rígido sobre um pavimento rígido. Porém, este escorregamento parcial (slip ratio) é necessário para se conseguir uma zona de aderência, na qual o pavimento segura o pneu produzindo tração por meio de uma força de cisalhamento. (HEISLER, 2002).

Figura 2.7 Transmissão do movimento de frenagem em um pneu (HEISLER, 2002)

No caso da frenagem, a física envolvida é a mesma, com a diferença de que o torque de frenagem se opõe ao giro da roda. Assim, a zona de deformação (compressão) ocorre após a zona de contato ter rolado. (Figura 2.7)

Quando o veículo é submetido a um movimento curvilíneo, fora de uma trajetória retilínea, os pneus são igualmente submetidos a forças fora do plano rotacional, existindo um chamado ângulo de deriva (slip angle) entre a direção seguida pela roda e seu plano médio rotacional.

Quando uma roda apresenta slip angle, uma força perpendicular ao plano de rotação é gerada e originada no contato com o pavimento. É esta uma força de reação similar à produzida no movimento longitudinal, que faz com que o pavimento segure o pneu conforme ele desenvolve um giro local. (Figura 2.8)

Figura 2.8 Eixos e forças nos eixos da roda. (PACEJKA, 2002)

$$\tan \alpha = -\frac{V_y}{V_x} \quad (5)$$

A teoria envolvida é semelhante, com a única diferença que o torque de tração ou frenagem é aplicado no plano longitudinal do movimento do pneu. O coeficiente de aderência existente na interface longitudinal também se aplica de forma similar na dinâmica lateral. No momento

em que a força lateral demandada ao pavimento ultrapassa o valor de $\mu_{max} \cdot N$, o pneu escorrega e se perde o controle do veículo.

No entanto, existindo ambas componentes, lateral e longitudinal ao mesmo tempo, as duas devem ser somadas vetorialmente para se prever o limite de desempenho em que o escorregamento vai acontecer.

Figura 2.9 Combinações de forças possíveis num pneu. (HEISLER, 2002)

A Figura 2.9 representa os quatro possíveis casos existentes na superfície de contato pneu-pavimento: o caso “a” representa uma roda submetida a um torque de tração vindo do eixo da roda ligada à transmissão. Seguindo a seqüência, o caso “b” é a situação em que o pneu sofre somente força lateral, sem componente longitudinal (nem tração e nem frenagem). Continuando, o caso “c” tem torque de tração combinado com força lateral e o caso “d”, torque de frenagem mais força lateral.

A resultante total deve estar contida na circunferência de aderência máxima, desta forma:

$$\sqrt{F_L^2 + F_S^2} \leq \mu \cdot N \quad (6)$$

Contudo, a força lateral tem outro fator contribuinte além do ângulo de deriva (slip angle). É o ângulo de “camber” formado entre o plano médio rotacional da roda e a vertical local ao pavimento. A contribuição deste ângulo à força lateral total é muito menor que a devida ao ângulo de deriva; Para conseguir a mesma força de um grau de ângulo de deriva, são precisos de 4 a 6 graus de ângulo de camber num pneu bias-plie. (GILLESPIE, 1992). (Figura 2.10)

Figura 2.10 Ângulos de camber positivo e negativo (RILL, 2008)

A equação final que dá o valor da força lateral é:

$$F_y = C_{F\alpha} \cdot \alpha + C_{F\gamma} \cdot \gamma \quad (7)$$

Onde $C_{F\alpha}$ e $C_{F\gamma}$ são respectivamente as rigidezes de “cornering” e de camber.

2.7. Resistência aerodinâmica

O movimento do veículo em pista cria perturbações no ar envolto, pois deve se acomodar ao passo dele. Essa interação produz forças e torques no centro de gravidade do veículo, impactando no consumo de combustível e na dirigibilidade (GILLESPIE, 1992). A força

aerodinâmica do ar exercida sobre o veículo tem três componentes: força de arrasto (Drag, em inglês) sobre o eixo longitudinal x , a força lateral, componente no eixo y , e força de sustentação, no eixo vertical z . Desde que o ponto de aplicação da força aerodinâmica não seja o CG do veículo, em torno dele se produz se um torque de rolagem (em torno de x), arfagem (em torno de y) e guinada (em torno de z).

A fórmula usada para o cálculo da resistência aerodinâmica longitudinal, componente maior das três, é a seguinte:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot C_d \quad (8)$$

Onde ρ é a densidade do ar no local, seguindo uma lei em função da altura, V é a velocidade relativa do veículo com o ar, S a área frontal do veículo e C_d coeficiente de resistência aerodinâmica tirado de testes em túnel de vento como mostrado na Figura 2.11

Figura 2.11 - Diferentes aerodinâmicas com configurações diferentes no veículo. (HEISLER, 2002)

A resistência aerodinâmica representa uma pequena porcentagem da resistência ao avanço total do veículo, sendo a resistência de arrasto a mais importante em veículos comerciais trafegando em baixa velocidade.

2.8. Força devida à inclinação da pista

Quando o veículo trafega sobre pavimentos com ângulos maiores que zero com a linha horizontal, o vetor da força da gravidade apresenta componente na direção da estrada, atuando como força resistente ao avanço. (Figura 2.12)

Assim, a projeção do peso R_g é contrária ao avanço do veículo e tem sentido negativo ao eixo x. Em declives, R_g tem valor positivo.

$$R_g = -W \cdot \sin \theta \quad (9)$$

No caso de existir inclinação, uma componente do peso vai aparecer no cavalo e em cada um dos semireboques, desta forma:

$$R_{gcavalo} = -W_{cavalo} \cdot \sin \theta ; \quad R_{gsemireboque1,2} = -W_{semireboque1,2} \cdot \sin \theta \quad (10)$$

Figura 2.12 Veículo numa pista inclinada (CANALE, 1989)

2.9. Força de resistência ao rolamento

É o fator determinante nas resistências ao avanço do veículo. Está presente desde o instante em que as rodas começam a girar devido à força de tração ou frenagem. Em velocidades baixas, esta resistência é muito maior do que a aerodinâmica e de fato, em carros, a resistência aerodinâmica iguala em valor ao rolamento ao de 60 a 70 km/h.

Existem muitos fatores que dão origem a esta resistência, que segundo estimativas dos fabricantes de pneus, é responsável pelo 25% ou até 30% do consumo de combustível de caminhões.

Entre os fatores mais importantes estão:

- Deformações nos flancos da roda na zona de contacto pneu-pavimento.
- Perda de energia por deformação da banda de rolamento. (Figura 2.13)

Figura 2.13 Deformação na zona de contato (ABE, 2009)

- Escorregamento longitudinal e lateral.

A resistência de rolagem atua sobre cada um dos pneus, e é calculada com um coeficiente adimensional de resistência ao rolamento multiplicado pelo peso do veículo e pelo cosseno do ângulo de inclinação da pista. Para uma pista horizontal,

$$R_r = R_{rf} + R_{rr} = f \cdot W \quad (11)$$

Onde a soma total R_r é obtida com a soma das resistências no eixo traseiro e no dianteiro.

O coeficiente de resistência ao rolamento tenta englobar todas as perdas que acontecem na superfície de contacto com a estrada, por esse motivo é difícil estabelecer uma equação exata e unívoca. Porém é sabido que o coeficiente que liga a resistência com o peso total depende de vários fatores:

- Quanto maior a temperatura, menor a resistência
- Sobre superfícies duras, maiores pressões de inflado induzem uma menor resistência, enquanto que sobre superfícies moles como areia, o comportamento é o contrário.
- O coeficiente aumenta com o aumento da velocidade do veículo.

- Ângulos de “slip” ou acelerações de “cornering” maiores conduzem a coeficientes maiores.

Estudos da Universidade de Michigan levaram à obtenção destas equações para veículos pesados com alta capacidade de carga:

$$f_r = (0.0041 + 0.000041 \cdot V) \cdot C_h; \quad \text{para pneus radiais} \quad (1)$$

$$f_r = (0.0066 + 0.000046 \cdot V) \cdot C_h; \quad \text{para pneus bias-ply} \quad (2)$$

O coeficiente C_h depende da superfície em contacto e vale:

1.0 para superfície lisa;

1.2 para concreto desgastado e tijolo;

1.5 para concreto novo ou em bom estado.

2.10. ABS (Antilock Brake System)

Em termos de segurança veicular para passageiros e mercadorias, é necessário que o veículo não perca a estabilidade e dirigibilidade sob frenagem de emergência, tentando assim mesmo reduzir ao mínimo possível a distância percorrida na frenagem. Para conseguir isto, segundo a teoria exposta anteriormente, seria necessário que na dinâmica da frenagem, a aderência durante a aplicação do freio se mantivesse ao redor da zona de pico (máximo coeficiente de aderência e um “slip ratio” relativo próximo a 20%).

Esta funcionalidade é materializada no sistema ABS de antibloqueio de freios, que para este fim utiliza sensores em cada roda para determinar a velocidade angular de cada uma, obtendo a desaceleração por diferenciação. O “cálculo do slip ratio” relativo se faz dividindo a

diferença entre a velocidade do veículo e a velocidade tangencial da roda pela velocidade do veículo.

As principais expectativas do sistema ABS são as seguintes:

- Mínima interferência sobre o volante de direção do veículo.
- Alto desempenho no uso da aderência disponível entre pneu e pavimento.
- O ABS deve minimizar o momento de guinada que acontece quando existem diferentes coeficientes de aderência de um e outro lado do veículo.
- O ABS deve ser capaz de reconhecer situações de hidroplanagem e manter a estabilidade direcional.
- Oferecer frenagem estável quando estiver executando uma manobra curvilínea.
- Funcionamento garantido com todos os tipos de pneus homologados para o veículo.
- O possível mau funcionamento do sistema deve ser comunicado ao motorista.
- Rápida adaptação às condições cambiantes da estrada, sem perder desempenho.
- O objetivo principal a atingir deve ser: não perder a estabilidade e a capacidade de direcionar o veículo sob condições de frenagens críticas, ao invés de priorizar a distância de frenagem, embora a redução da distância frequentemente ocorre com a ação do ABS.

A Figura 2.14, mostra que quando o slip ou escorregamento local é zero, a aderência é igualmente zero, pois para se conseguir tração ou frenagem deve existir escorregamento parcial do pneu (slip). Uma vez que a aderência máxima é atingida na frenagem, o valor começa a cair até chegar à situação de bloqueio da roda, em que o atrito dinâmico vale o mínimo.

Figura 2.14 Curva de aderência para slip até 100% (GILLESPIE, 1992)

No entanto, independentemente da disponibilidade do sistema ABS a bordo do veículo, uma alta percentagem das frenagens efetuadas ficam fora da região em que o ABS funciona, com níveis de aderência e slip abaixo das situações mais extremas, em que existe um perigo real de bloqueio da roda. (Figura 2.15)

Figura 2.15 Zona de atuação do ABS. (BOSCH, 1999)

O sistema ABS também prove segurança durante frenagens em curva quando a força total disponível se divide em componente longitudinal de desaceleração e força lateral.

2.10.1. Componentes do ABS

O sistema ABS consta de três unidades básicas citadas a seguir, cujo número vem determinado pelo tipo de veículo e a estratégia estabelecida de malha fechada.

- Sensor de velocidade de roda com roda dentada. (Figura 2.16).

Existe um disco dentado montado fixo ao cubo da roda que gera voltagem AC com o giro da roda com frequência proporcional à velocidade angular. Existe uma instalação deste tipo em cada roda ou par de rodas, quando tem quatro no mesmo eixo.

Figura 2.16 Sensor com roda dentada. (BOSCH, 1999)

- **Unidade de controle eletrônico**

A unidade de controle eletrônico (ECU) recebe os sinais dos sensores nas rodas e transforma essas ondas sinusoidais em ondas quadradas. Microcomputadores calculam então as frequências para obter a velocidade de giro de cada uma das rodas.

Esses microcomputadores são usados igualmente para calcular a velocidade de referência do veículo para comparar com as existentes nas rodas e tirar o valor do slip em cada uma delas, servindo de base para decidir se existe um alerta de escorregamento. Em caso de existir, a ECU atua sobre válvulas solenóides de controle da pressão, modulando-a para conter o slip.

A ECU é uma unidade com capacidade de auto-diagnose, sendo capaz de detectar possíveis falhas de funcionamento que poderiam comprometer a capacidade do freio. Quando estas falhas acontecerem, a ECU pode desativar parte do ABS ou desligar por completo o sistema avisando o motorista que somente o sistema convencional está disponível para frear.

Em caso de veículos combinados, como o bitrem, cada um dos veículos possui seu próprio ABS.

- **Válvula reguladora de pressão**

Proporciona controle individual da pressão de frenagem em cada roda, através de duas válvulas solenóide que controlam as válvulas de diafragma. (Figura 2.17).

Figura 2.17 Válvula de pressão. (BOSCH, 1999)

2.10.2. Funcionamento do sistema ABS

O processo de frenagem começa na cabine do bitrem, quando o motorista pressiona o pedal do freio desejando aplicar pressão suficiente para detê-lo.

Segundo a Figura 2.18, a atuação do pedal começa no instante t_1 . O ar comprimido flui pelo circuito desde as válvulas de serviço até as válvulas de descarga, para depois chegar às válvulas de controle de pressão no caminho até os cilindros de pressão. A pressão continua aumentando no circuito até o ponto em que ao menos uma roda envia o sinal de estar perto de bloquear, para a unidade ECU, o que acontece no ponto t_2 .

A ECU avalia todos os sinais de entrada de velocidade para recalcular a velocidade de referência do veículo, servindo como comparação para comprovar o bloqueio.

Figura 2.18 Funcionamento do sistema ABS. (BOSCH, 1999)

No ponto t_2 , a desaceleração da roda atinge o valor suficiente para enviar um sinal de fechamento à válvula de controle de pressão. A pressão no cilindro de freio é mantida até que com $t=t_3$, o slip alcançado supera o valor preestabelecido na lógica do sistema, começando um processo em que a válvula de saída na válvula de controle se abre para abaixar a pressão no cilindro, reduzindo, como resultado disto, a desaceleração nas rodas afetadas. Isto permanece assim até o instante t_4 , terminando o processo de limitação da pressão no cilindro. Então a válvula de saída fecha e a partir do instante $t=t_5$ a aceleração da roda sobe de novo até t_6 , quando a velocidade da roda iguala a velocidade de referência do veículo. (BOSCH, 1999)

Como pode ser visto na Figura 2.18, a ECU não aplica um sinal contínuo, mas vários pulsos seguidos com a intenção de aproximar a frenagem à frenagem ideal. Em t_7 se atinge uma desaceleração similar à t_2 e um novo ciclo começa.

No caso de CVCs, cada um dos veículos de que está formado possui uma instalação completa e individual do sistema: uma unidade existe no cavalo e uma em cada um dos semireboques.

2.10.3. Conceitos de controle

Como vem sendo explicado, a função do ABS é manter as condições ótimas de frenagem em todas as rodas sob quaisquer que sejam as condições, aproveitando a máxima aderência disponível do pavimento. Com este objetivo, dois critérios são usados para prever o bloqueio das rodas: a desaceleração tangencial no pneu e o “slip” relativo.

Para monitorar e atuar sobre cada uma das rodas, as malhas de controle podem ser de três tipos (LIMPERT, 1992).

- Controle independente em cada roda:

O sensor de velocidade em cada roda realiza ajustes na pressão do freio na roda monitorada de forma independente das outras. Este controle consegue utilizar a máxima capacidade de frenagem em cada uma das rodas do veículo e conseqüentemente, a máxima desaceleração. Por outro lado, quando o veículo trafega sobre pavimento assimétrico, cria-se uma diferença de forças de frenagem que resulta num momento de guinada.

- Seleção da velocidade baixa (*select-low*)

A roda com a tração mais baixa determina a pressão na linha de freio nesse eixo. Acontece que a roda com maior poder de frenagem perde torque de frenagem útil, resultando numa distância de parada maior do que no caso de controle individual. Em contrapartida, não cabe a possibilidade de acontecer um momento de guinada colocando em risco o veículo, carga e ocupantes.

- Seleção de velocidade alta (*select-high*)

Ao contrário da estratégia anterior, neste caso é a roda com maior capacidade de frenagem que limita a pressão no freio nesse eixo. Existe por isso uma diferença notável de forças entre os lados do bitrem, pois a roda no lado de menor aderência bloqueia antes da outra entrar na saturação de frenagem, acontecendo um momento de guinada, como no caso de controle individual.

Em pista retilínea de pavimento homogêneo, o desempenho da *select-high* e da *select-low* é tão bom quanto o controle independente. No entanto, as diferenças aparecem quando realizando movimento curvilíneo ou sob condições de “mu-split” (NIGAM, 1993).

2.11. Eficiência de frenagem

O desempenho do sistema de freios depende da aderência disponível em cada momento, por isso foi criado o conceito de eficiência de frenagem, que pode ser definida como a desaceleração conseguida em cada momento pelo veículo dividido pela máxima desaceleração que pode ser atingida no melhor dos casos possíveis. (GILLESPIE, 1992)

Apresenta a forma que segue:

$$\eta_b = \frac{D_{real}}{\mu \cdot g} \quad (14)$$

3. METODOLOGIA

Este estudo apresenta como objetivo fundamental examinar a dinâmica de frenagem de uma CVC característica do sistema rodoviário brasileiro chamado bitrem. Devido à alta capacidade de porte de mercadorias e importantes dimensões, se faz necessário estudar a frenagem deste tipo de veículo. Isto é imprescindível, pois um acidente de trânsito de um veículo dessas proporções pode envolver outros usuários da via e interditar a circulação por um tempo longo. Esta é uma das razões pelas quais a implantação do sistema ABS será obrigatória a partir do ano 2014, segundo a resolução nº312 com data 3 de abril de 2009, do Conselho Nacional de Trânsito.

Segundo este documento, se reconhece o ABS como um sistema adicional ao sistema de freio convencional que permite ao condutor manter o controle na frenagem, principalmente em pista escorregadia. Por isto, é obrigatória a utilização deste sistema para veículos novos e originários de novos projetos, das categorias M1, M2, M3, N1, N2, N3 e O, nacionais e importados. (CONTRAN, 2009).

Para poderem ser vendidos e trafegar no Brasil, todos os veículos, desde carros até caminhões, ônibus, reboques e vans, devem superar com sucesso os testes previstos na NBR 14353 ou no anexo B da normativa européia ECE R13.

3.1. Modelagem do veículo

Utilizando a ferramenta multicorpos do software MATLAB/Simulink, foram modelados três corpos, um para cada unidade do bitrem. Cada uma delas possui dados físicos de massas e

inércias associadas a um sistema de referência único em cada uma das unidades, ligado a um sistema de referência fixo absoluto.

Tabela 3- Massas e centros de gravidade das unidades do bitrem.

mass	7000	CG_chassis	[3.5000,0,2]
mass_sreboque	24000	CG_sreboque	[3.5000,0,2]
mass_sreboque2	24000	CG_sreboque2	[3.5000,0,2]

Durante o processo de modelagem, todas as variáveis que determinam a resposta dinâmica do veículo sob atuações externas foram consideradas: o modelo de pneu, as constantes de rigidez e amortecimento das suspensões, os coeficientes de resistência aerodinâmica e ao rolamento, assim como dimensionamento do sistema de freios com áreas de cilindros de freio, dimensões de alavancas ajustadoras, fatores de freio, massas e as posições dos centros de gravidade (Tabela 3), etc.

A Figura 3.1 mostra uma das telas na modelagem da CVC em que o corpo do cavalo está unido ao corpo do primeiro semireboque por meio de uma junta com três giros livres, um por eixo. Os dois semireboques estão unidos do mesmo jeito e estão incluídos também os blocos do cálculo da resistência aerodinâmica e de rolamento, segundo explicado na revisão bibliográfica.

Figura 3.1 Modelagem do cavalo e semireboques

Uma vez montado todo o modelo virtual de simulação, no programa são introduzidas as ações externas; acelerações em x, y e z. No eixo y a aceleração é zero, pois o veículo combinado será estudado na reta; no eixo z se aplica a aceleração da gravidade de forma gradual seguindo uma reta no seu comportamento ao longo do tempo. Isto se faz para conseguir um assentamento suave do peso na suspensão, ao invés de uma entrada degrau no eixo z vertical que faria o veículo oscilar fortemente.

Para conseguir velocidades crescentes no veículo, não se usa a tração proveniente do motor, como aconteceria numa situação real, pois isso implica no surgimento de fortes transitórios. Usa-se então uma aceleração constante ao longo do eixo longitudinal x, como se existisse uma inclinação longitudinal, que acelera todos os veículos por igual, (Figura 3.2).

Figura 3.2 Entrada das acelerações no veículo

Transcorridos 5 segundos, o bitrem atinge a velocidade de 30 metros por segundo, quando o veículo se encontra finalmente nas condições de simulação.

Como objetivo desse estudo é a dinâmica da frenagem, as acelerações de entrada no programa de simulação foram aplicadas para se ter no instante $t=5$ um veículo estável sob forças permanentes e comportamento constante, sem transitórios.

A força aerodinâmica e ao rolamento foram desprezadas para se estudar unicamente a capacidade de frenagem devida ao sistema de freios. Já foi demonstrada a pequena parcela que representa a resistência aerodinâmica na distância de frenagem total.

Em relação à aderência da pista, uma curva de slip VS coeficiente de aderência, como a explicada na revisão bibliográfica foi desenvolvida, com valor máximo do coeficiente de adesão de 0.6 para pavimento homogêneo, como mostrado na Figura 3.3.

Figura 3.3 Curva aderência versus slip

O máximo de aderência acontece para um valor de slip próximo a 0,15 ou 15%, sendo que com valores crescentes de slip acima de 15%, o valor diminui até o bloqueio total da roda, onde o coeficiente de atrito dinâmico é de 0.4.

Para se conseguir esta relação, usa-se uma curva padrão com limite de aderência máxima ± 1 , que depois vem multiplicada pelo valor real máximo introduzido como variável externa no programa, neste caso 0.6.

A continuação, o equacionamento do sistema de freios para um freio a tambor:

Começando pela pressão p no circuito de freios liberada pela válvula pedal, a força que chega na alavanca ajustadora é obtida pelo produto da pressão pela área da câmara de freio: $F_c = p \cdot A_c$. O torque que chega no S came é a força na alavanca ajustadora multiplicada pelo seu braço com relação ao eixo que gira o S came. A força que abre as lonas contra o tambor é obtida pelo torque no S came dividido pelo raio médio do S came. Também se usa o conceito de fator de freio, que relaciona a força que abre as lonas contra o tambor com a força que é capaz de gerar na superfície de contacto pastilha-tambor: $C = \frac{F_t}{F_c}$. Com isto, $F_t = F_c \cdot C = p \cdot A_c \cdot C$. Com isto, o torque ao redor do eixo adquire a forma $T_r = 2 \cdot F_t \cdot r = F_r \cdot R_{din}$. Nesta

expressão, o termo “ r ” é o raio do tambor, tomado como a metade do raio dinâmico total da roda (R_{din}), desde o centro do tambor ou eixo até o ponto de contato com o pavimento.

A fórmula final para calcular a força de frenagem no ponto de contato é:

$$F = 2 \cdot p \cdot A_c \cdot C \cdot r \cdot \eta / R_{din} \quad (15)$$

Onde:

p é a pressão no circuito de freio, em Pa (N/m^2)

A_c (m^2) é a área da câmara que aciona o freio em cada roda; esta pode ter diferentes valores em cada eixo em função da distribuição de frenagem considerada no desenho do sistema.

O valor do fator de freio C considerado é mostrado na Tabela 4.

Tabela 4 - Fator de freio usado

f_fator_freio_eixo	1.5600
--	--------

η é a eficiência do freio, que considera a perda de rendimento até o final do sistema de freio.

O valor de η é mostrado na Tabela 5.

Tabela 5 - Eficiência do freio

f_efic_freio_eixo	0.6500
---	--------

3.2. Características das simulações feitas

3.2.1. Simulação do sistema ABS

A Figura 3.4 mostra o modelo em MatLab Simulink do subsistema que obtém o torque de frenagem (brake torque) e a ação do ABS controlando a roda dianteira esquerda do cavalo mecânico. Este modelo simula a atuação de um ABS genérico, não se considera um programa computacional específico de controle que geralmente é complexo demandando muito tempo de simulação.

Figura 3.4 Tela da simulação do sistema ABS

Mediante o Simulink, se simula a atuação do ABS da seguinte forma: exteriormente ao programa se declara o valor do slip desejado, em torno do qual a máxima aderência é obtida. Estão disponíveis os dados de aderência usada, a velocidade do veículo em todo momento, o torque de frenagem aplicado na roda proveniente da pressão no circuito de freio e a força normal exercida pelo pavimento sobre cada roda a ser controlada. (Figura 3.4)

Em cada instante da simulação se calcula a diferença entre o torque de atrito de frenagem e a força de frenagem no pavimento dada pela expressão $\mu \cdot N$. Esta resultante dividida pela inércia da roda controlada dá a aceleração angular da própria roda. A integração deste sinal é

a velocidade rotacional da roda. Com a velocidade do veículo, o raio da roda, e a velocidade angular da roda, se obtém o “slip” em cada instante.

Quando o slip calculado é maior do que o slip marcado como objetivo, o comparador de sinais escrito como “bang-bang” multiplica por menos um o sinal de torque de frenagem que chega na roda, simulando uma queda na pressão do freio aliviando a frenagem. Pelo contrario, se o slip é menor do que o desejado, o controlador multiplica por um positivo, não modificando o torque de frenagem.

3.2.2. Simulações

Para chegar a um resultado em termos de distância de frenagem e desempenho, a simulação da frenagem foi efetuada com várias configurações do sistema de segurança ativa ABS:

Como já foi ilustrado, o bitrem conta com cavalo mecânico que traciona dois semireboques com um tandem de dois eixos e quatro rodas em cada um deles, na parte traseira do chassi. A parte dianteira, no entanto, apóia o peso sobre o veículo que o precede.

- Cavalo

O cavalo mecânico é um 6x2, ou seja, um primeiro eixo com duas rodas direcionais e um tandem de dois eixos e quatro rodas na parte traseira, onde se efetua a ligação com o primeiro semireboque através da quinta roda. O motor transmite a tração para somente um dos eixos traseiros.

Em relação ao sistema de freio do cavalo, o ABS instalado nesse veículo não varia durante as simulações, sendo sempre um 6s6m; ou seja, possui controle individual de frenagem em cada roda com sensor e modulador de pressão.

- Semireboques

É nesta parte que vão ocorrer as diferenças entre as simulações, pois os seguintes tipos de ABS são testados.

4s4m: controle individual em cada roda do tandem do semireboque.

4s3m: em cada tandem de quatro rodas, o eixo traseiro tem controle individual nas duas rodas, com dois sensores e dois moduladores de pressão, sendo que o eixo dianteiro possui um sensor em cada roda, mas só um atuador. Com isto, se consegue um controle conjunto das duas rodas: quando uma delas está prestes a bloquear, o modulador atua sobre a pressão das duas simultaneamente. Quando as condições do pavimento são homogêneas e condução normal em trajetória retilínea, ambas as rodas do eixo apresentam comportamento praticamente idêntico, e a diferença em desempenho do 4s4m e o 4s3m é praticamente nenhuma. Porém, quando as condições do pavimento não são simétricas, diferenças são observadas.

4s2m: as quatro rodas de cada tandem possuem sensor, mas existem dois moduladores de pressão que atuam sobre o eixo dianteiro de cada tandem, deixando o eixo traseiro sem atuação do ABS.

2s2m: só dois sensores no eixo traseiro de cada tandem e dois moduladores no mesmo eixo controlam as rodas lado a lado. Um modulador controla as duas rodas do lado direito e o outro controla as outras, do lado esquerdo. Como o eixo anterior não tem sensores, vai ser “escravo” do traseiro.

2s1m: um modulador controla as quatro rodas a partir do sinal de dois sensores existentes nas rodas do eixo posterior. Quando um dos pneus traseiros chega perto de bloquear, o modulador

recebe o sinal desde o sensor correspondente e libera pressão não só naquele pneu mas nos quatro pneus do tandem. Obviamente, o desempenho em condições em que um pneu tenha baixa aderência vai comprometer o tandem inteiro.

3.2.3. Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica constitui uma força que se opõe ao avanço do veículo e por isso contribui à frenagem total.

Contrariamente ao que pode parecer, esta resistência tem muito pouca influência na hora de parar o veículo.

Considerando a contribuição da resistência aerodinâmica, o espaço de parada total é calculado com a seguinte equação (CANALE, 1989):

$$S = \frac{m \cdot \gamma_b}{2 \cdot C_d} \cdot \ln \left(1 + \frac{C_d \cdot (V_i^2 - V_f^2)}{W \cdot (\mu + f)} \right) \quad (16)$$

Quando a aerodinâmica não é considerada, a equação é então:

$$S = \frac{\gamma_b}{g \cdot (\mu + f)} \cdot ((V_i^2 - V_f^2)/2) \quad (17)$$

Onde:

μ e f são os coeficientes de aderência e de resistência ao rolamento.

m e W são a massa e o peso do veículo, respectivamente.

V_i e V_f são as velocidades inicial e final na frenagem, respectivamente.

γ_b é um fator de inércia da transmissão.

A força de resistência do ar será então desprezada durante a simulação devido à sua pouca influência no espaço de parada.

3.3. Dados a retirar das simulações

A grandeza com que se faz análise dos resultados obtidos é a eficiência, que também aparece como “output” do programa de simulação.

A norma NBR 14354, já introduzida anteriormente estabelece que um veículo da categoria M deve ter uma desaceleração mínima para um correspondente coeficiente de aderência. Esta exigência está representada na Figura 3.5, na qual Z é a desaceleração normalizada, sendo K a aderência.

$$Z \geq 0.1 + 0.85 * (K - 0.2) \quad (18)$$

Figura 3.5 Norma NBR 14354 para veículos da categoria M

Segundo o trabalho de Canale, Polito e Gutierrez (2005), esta norma pode ser vista sob o ponto de vista da eficiência da frenagem, o que constitui uma visão muito mais clara sob o objeto da segurança.

Estes pesquisadores transformaram o requisito do freio em eficiência da frenagem mínima para cada aderência disponível entre pneus e pavimento, segundo a Figura 3.6

Figura 3.6 norma NBR 14354 em termos de eficiência e aderência disponível.

Na presença de baixas aderências, a eficiência mínima exigida chega a 50%, não atingindo 80% na faixa de alta aderência.

3.4. Aderência assimétrica

Numa situação de frenagem emergencial, não é incomum alguns dos pneus exteriores entrarem na zona do acostamento, que muito freqüentemente apresentam piores condições de aderência. Na chuva, devido à presença de água na pista, situações de aderências assimétricas podem também ocorrer durante a frenagem.

Esta é a motivação para se fazer uma segunda simulação de cada uma das versões estudadas, aplicando aderências diferentes entre os lados do veículo combinado.

Como se percebe na Figura 3.7, quando o bitrem transita sobre um pavimento com aderência assimétrica, se produzem diferentes forças de frenagem (ou de tração) entre os dois lados, originando um par de forças no centro de gravidade, podendo levar o veículo a girar na pista e em condições com o centro de gravidade alto, ao tombamento.

Figura 3.7 Etapas de uma derrapagem com aderências assimétricas (RILL, 2008)

Para simular o veículo combinado em aderências assimétricas, os valores usados foram 0.6 no lado de alta e 0.2 no lado de baixa aderência. (Tabela 6)

Tabela 6 - Dados de aderência introduzidos como variáveis no workspace do simulador

mu_dir	0.6000
mu_esq	0.2000

Para efetuar alguns cálculos, como a eficiência da frenagem, o resultado deve ser um único valor numérico que muda ao longo do tempo. Para conseguir isto, o valor da aderência

utilizada para efetuar os cálculos é a média das aderências em ambos os lados. No direito é 0,6, e 0,2 no lado esquerdo. A média utilizada é, portanto 0,4.

4. RESULTADOS

Segundo o que foi explicado na metodologia, aqui são apresentados os resultados das simulações para cada tipo de sistema ABS. Especial atenção merece o parâmetro “aderência”, quanto maior for, menor distância de parada total será observado.

4.1. Caso ABS 4s4m aplicados nos dois tandens.

4.1.1. Simétrico (aderências iguais)

Para que o freio seja a única força atuante na parada do veículo, o coeficiente de resistência aerodinâmica é igualado a zero assim como também o coeficiente de resistência ao rolamento. Conseqüentemente, não existe resistência ao avanço do veículo combinado e a única força responsável pela parada total vem do comando do freio.

Perfil de velocidade na simulação (condições iniciais).

A situação inicial é de veículo em repouso por dois segundos para que sua atitude sobre a suspensão se estabilize. Após isto, uma aceleração de valor igual ao da gravidade é aplicada no eixo longitudinal (x) do veículo. Com isto o veículo combinado adquire movimento com velocidade crescente sem introduzir muitos movimentos transitórios que poderiam atrapalhar a simulação posteriormente. Desta forma, nos primeiros instantes, a velocidade permanece nula até $t=2$ segundos, quando na direção do eixo x longitudinal aparece uma aceleração constante de 10 m/s^2 por 3 segundos. Só então a velocidade começa a crescer linearmente,

desde parado até atingir o valor final de 30 metros por segundo (Figura 4.1), tempo imposto para começar a frenagem. A velocidade segue a lei: $v = v_0 + a \cdot t$ (19).

Figura 4.1 Velocidade do veículo durante a simulação.

Depois de 5 segundos, a pressão no circuito de freios atua sobre eles começando a frear o veículo com a força “Fx” (explicado em sequência) atuando na superfície de contato pavimento-pneu. Quando a velocidade chega a 7 m/s, o ABS é desativado; é por esse motivo que a reta da velocidade na figura apresenta uma inclinação diferente após a velocidade de 7 m/s, pois as rodas bloqueiam e o veículo freia menos.

Após a velocidade, o seguinte ponto de estudo é a aceleração. No tempo $t = 5$ segundos da simulação, o freio é aplicado e a desaceleração sobe desde o valor de 0 até a máxima que pode atingir, ou seja, usando a máxima aderência disponível em cada roda.

Na simulação feita, as forças aerodinâmicas e de “rolling resistance” (resistência de rolagem), são iguais a zero, por isso a desaceleração sofrida pelo bi trem vai ser a soma das forças de frenagem por roda (Fx) dividida pela massa total do veículo combinado.

- Perfil de aceleração

De acordo com o explicado, a Figura 4.2 mostra a desaceleração atingida durante a frenagem: um primeiro trecho por volta de 10 m/s^2 negativos quando o veículo começa se movimentar, para depois começar frear e atingir a máxima frenagem de 6 m/s^2 . Assim, até que a velocidade vale 7 m/s e o ABS é desligado automaticamente.

Figura 4.2 Aceleração do bitrem durante a simulação

Conseqüentemente, quanto maior seja a desaceleração menor será o espaço requerido até a parada total, resultado da integração dela: $x = x_0 + v_0 \cdot \Delta t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$ (20). Sendo a aceleração resultado da força de frenagem sobre todas as rodas do bitrem e reboques. Conforme à simulação, o bitrem com a atual configuração do circuito de freios precisa de um espaço longitudinal total de 89 metros.

Enfatiza-se que o 4s4m é o sistema mais completo por ter sensor e atuador em cada uma das rodas dos dois tandens e nas rodas dos três eixos do cavalo. Portanto, dele se espera o melhor desempenho de todos os analisados.

- Perfil de deslocamento

A gráfica do deslocamento (Figura 4.3) mostra só o trajeto mantido durante a frenagem, após 5 segundos aumentando a velocidade. Vale a pena comentar que no total da manobra, são 130 metros desde que o bitrem começasse a se movimentar até a parada total, sem levar em conta o tempo que uma pessoa pode demorar desde a percepção do perigo até o acionamento do pedal do freio. Quanto mais depressa o motorista viaja, no mesmo tempo de percepção e atuação, a distância percorrida é também maior e maior o risco de sofrer um acidente grave.

Figura 4.3 Deslocamento do bitrem durante a simulação

- Forças Horizontais F_x :

As forças F_x são as responsáveis pela “performance” do veículo, pois a tração que vem do motor chega até as rodas, que geram o movimento, controlando continuamente com os valores de slip ou escorregamento. Com a frenagem acontece o mesmo: a força de frenagem desenvolvida pelo circuito de freios vai para as rodas. A máxima força que uma roda pode transmitir ao pavimento vem determinada pela relação do coeficiente de aderência:

$$\mu = \frac{\text{Força longitudinal}}{\text{Força normal}} \quad (21)$$

Segundo esta fórmula, se a força atuando na superfície do pneu atingir um valor superior a $\mu_{\max} \cdot F_{\text{vertical}}$, o escorregamento começa, o valor de μ desce e o “slip” aumenta.

Mostram-se os valores de Fx por eixo. Neste caso, a aderência disponível em ambos os lados é a mesma e as duas linhas do lado direito e esquerdo, coincidem numa só.

Figura 4.4 Força horizontal nas rodas do primeiro eixo.

Na curva de “F1” pode ser vista como a força se estabelece em um valor próximo aos 14000 N por roda durante o tempo em que o ABS funciona. (Figura 4.4) Após quase dez segundos, o veículo tem o ABS desconectado, a aderência disponível é menor e a força que pode ser transmitida também diminui. O que explica a descida no valor de F1 como igualmente acontece com μ .

Figura 4.5 Força horizontal nas rodas do eixo 2.

Porém, o segundo eixo do cavalo apresenta uma força de frenagem média levemente superior aos 12.000N por roda ou 24.000N nesse eixo ou 2.400 kg. (Figura 4.5)

Cada eixo terá capacidades diferentes devido às distribuições de pesos estáticos e dinâmicos diferentes.

Figura 4.6 Forças horizontais nas rodas do eixo 3

No terceiro eixo, a força horizontal no contato é de aproximadamente 9.000N por roda (Figura 4.6). No quarto eixo, este valor está próximo a 18.000N por roda. Este eixo é o

primeiro do tandem no primeiro semireboque, que transmite sua inércia ao cavalo, mas recebe a inércia do segundo semireboque. (Figura 4.7).

Figura 4.7 Forças horizontais nas rodas do eixo 4.

Figura 4.8 Forças horizontais nas rodas do eixo 5.

Seguindo a sequência, as forças de frenagem dos eixos quinto (Figura 4.8), sexto (Figura 4.9) e sétimo (Figura 4.10) com os valores respectivos: 14.000 N, quase 12.000 N, 7.000 N.

O veículo possui no total três pares de eixos (tandem), um no cavalo e dois nos dois semireboques. Nos três tandems, o primeiro eixo freia claramente mais do que o segundo. Esta

diferença é ainda mais acentuada no último, pois o segundo semireboque passa parte do seu peso para ser freado pelo primeiro; como resultado disto, ambos os eixos do segundo tandem freiam mais do que ambos os eixos do terceiro, tendo o último eixo um pobre resultado.

Figura 4.9 Forças horizontais nas rodas do eixo 6.

Figura 4.10 Forças horizontais nas rodas do eixo 7.

A força vertical que o pavimento faz sobre a superfície de cada uma das rodas está relacionada com a força de frenagem exercida em cada pneu pelo coeficiente de aderência que se supõe constante sob as condições em que o estudo se desenvolve.

- Aderência

Por não ter diferença de aderências entre ambos os lados, os valores coincidem direita com esquerda nos respectivos eixos. O desempenho apresenta simetria de atuação entre os lados direito e esquerdo do eixo longitudinal imaginário do bitrem. É por isso que só nos casos com “split” existem gráficos diversos.

Com igualdade de coeficiente de aderência, introduzido como variável externa no programa representando um valor característico, a força máxima que pode ser gerada é diretamente proporcional à força vertical do pavimento contra o pneu.

A aderência é ajudada pelo ABS conseguindo ficar por volta de 0.6 após começar a frenagem, até o ABS ser desligado aos 7 m/s. (Figura 4.11).

Figura 4.11 Funcionamento do ABS em termos de aderência.

As forças verticais suportadas por cada um dos eixos do bitrem aparecem na Figura 4.12. Desde o instante inicial da simulação, durante os primeiros quatro segundos, a força da gravidade faz efeito gradualmente, como foi explicado na seção de metodologia. A partir desse instante, as forças em cada eixo são simplesmente as estáticas, a soma das quais é o

peso do bitrem, lembrando que são gráficos por roda e não por eixo, sendo realmente então a metade da massa total do peso do veículo articulado.

Depois de cinco segundos serem transcorridos, começa a frenagem e com ela, a transferência de pesos dinâmicos entre eixos devido à inércia. A massa localiza-se no centro de gravidade de cada um dos veículos de que o bitrem está composto.

Figura 4.12 Forças verticais sobre todos os eixos.

O comportamento da pressão de freio conforme ao funcionamento do sistema ABS é o mostrado na Figura 4.13: a frenagem inicia-se quando o pedal é acionado, liberando o ar do depósito, onde fica armazenado sob pressão. No acionamento do pedal, a pressão sobe no circuito em décimos de segundos, alcançando valor suficiente para atingir a potência máxima de frenagem. Existe uma frenagem máxima pelo fato de existir aderência máxima. Para esta simulação, quando a pressão atinge o valor de cinco bar, a desaceleração fica em 10 m/s^2 , sendo impossível sobre passar, pois isso bloquearia as rodas, produzindo uma queda na

aderência. O ABS então atua nas válvulas que aliviam a pressão nos atuadores (tambores). A pressão continua a subir no circuito, mas não nas rodas e os freios são aproveitados em 100%.

Figura 4.13 Pressão na linha de freio por desaceleração do veículo.

A eficiência, segundo a definição mostrada anteriormente, é a base com que confrontar as outras que serão igualmente recolhidas. O valor é muito alto ao longo da frenagem mais forte, em que o ABS funciona, assim como estável nesse mesmo período. (Figura 4.14)

Figura 4.14 Eficiência da frenagem com ABS 4s4m, condições simétricas.

4.1.2. Assimétrico (aderências diferentes), μ split

A introdução de diferentes coeficientes de aderência provoca queda na força máxima de frenagem atingível no lado de aderência mais baixa. Pelo fato de ser o ABS mais equipado, a eficiência é próxima de um porque aproveita toda a aderência disponível. No entanto, o fato de ser menor faz com que a distância de parada seja maior. (Figura 4.15)

Figura 4.15 Eficiência da frenagem com ABS 4s4m, condições assimétricas.

Devido ao controle independente em cada uma das rodas, o slip relativo de cada uma delas consegue estabelecer-se na zona de aderência máxima, por volta de 0.2, valor introduzido como variável externa no workspace do programa. (Figura 4.16) (Figura 4.17)

O lado esquerdo é o que tem aderência menor e por isso a gráfica desse lado mostra uma subida mais rápida do valor do slip até 0.2 do que no lado direito.

Figura 4.16 Valores do slip no lado direito, ABS 4s4m assimétrico.

Figura 4.17 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 4s4m assimétrico

A aderência comporta se do jeito esperado, com o lado direito indo até 0.6 e o lado esquerdo até 0.2, valores nos quais o ABS detecta possíveis quedas repentinas de capacidade rolagem (Figura 4.18) e (Figura 4.19).

Figura 4.18 Aderência no lado direito, ABS 4s4m condições assimétricas.

Figura 4.19 Aderência no lado esquerdo, ABS 4s4m condições assimétricas.

Existem importantes diferenças nas forças de frenagem entre os lados direito e esquerdo. Na Figura 4.20, o lado direito, de alta aderência, mostra altos valores similares aos obtidos no caso simétrico.

Figura 4.20 Força de frenagem por eixo no lado direito, ABS 4s4m caso assimétrico.

No entanto, no lado esquerdo de baixa aderência, os valores são baixos, tanto que o valor médio de frenagem máximo é menor que o menor de todos os atingidos no lado direito. (Figura 4.21).

Figura 4.21 Força de frenagem por eixo no lado esquerdo, ABS 4s4m caso assimétrico.

Existe uma grande diferença nas forças de frenagem entre ambos os lados. Esta diferença origina um torque de guinada no eixo z em cada unidade do veículo. Porém, as simulações no computador mostraram que esse torque é eliminado pela interação das três unidades que constituem o bitrem. Assim, o veículo apenas sofre deslocamento na direção do eixo y, ou seja, a trajetória permanece praticamente retilínea a pesar da assimetria entre o lado direito e esquerdo.

4.2. Caso ABS 4s3m

4.2.1. Simétrico

O ABS 4s4m é o mais completo por constar de sensor e atuador em cada roda, o que permite ter controle individualizado de cada roda em relação à possibilidade de escorregamento. A diferença com o modelo aqui analisado é um atuador a menos nos tandens dos semireboques. No eixo traseiro de cada um deles, dois atuadores respondem as ordens de dois sensores, mas no eixo dianteiro dois sensores enviam informação a um atuador só. Isto faz com que quando um dos pneus desse eixo bloqueia, a pressão do freio é aliviada nele, e no outro pneu do eixo mesmo estando longe da queda de aderência (do escorregamento).

Quando o veículo combinado freia sob condições simétricas, o desempenho não mostra diferenças com a versão 4s4m, pois as aderências máximas têm os mesmos valores em ambos os lados.

A aderência consegue atingir um valor próximo a 0,6 com o sistema antibloqueio, mostrando que consegue manter todos os eixos perto da aderência máxima, fazendo com que o mesmo eixo com menos atuadores não sinta essa possível deficiência. (Figura 4.22)

Figura 4.22 Aderência em todos os eixos, ABS 4s3m, condições simétricas.

No caso do slip, quando o veículo combinado começa a frenagem, o valor sobe até um valor de 0,20, onde se atinge o valor máximo de aderência (0,6), necessário para se ter a melhor frenagem possível. Até aqui, o comportamento é o esperado, com ótimos valores de aderência, mantendo o slip na faixa de 20%. (Figura 4.23)

Figura 4.23 Slip em todos os eixos, ABS 4s3m, condições simétricas.

Como resultado, a Figura 4.24 mostra que a eficiência do sistema de frenagem fica sempre muito perto de 1 (100%), aproveitando quase toda a capacidade de frenagem dos pneus com o

pavimento. Quando a velocidade do veículo combinado chega a 7 m/s, o ABS é desativado e o sistema de freios é igual a um sistema convencional. Nesse caso, a eficiência cai até um valor próximo a 0.65 ou 65 %. (Figura 4.24). Note se que, como previsto, a eficiência é muito similar com a obtida com a versão 4s4m.

Figura 4.24 Eficiência da frenagem com ABS 4s3m, condições simétricas.

4.2.2. Caso assimétrico, com μ “split”:

Nas estradas reais essa situação pode acontecer sob situações críticas como muita chuva ou incursão no acostamento de algumas das rodas. Então as rodas de um lado do bitrem podem apresentar menor capacidade tratora ou de frenagem, produzindo uma diferença nas forças de frenagem de um ao outro lado.

São apresentados os mesmos gráficos que no caso com coeficiente igual em ambos os lados do bitrem. Nesse caso, a força de frenagem vai ser superior no lado em que o coeficiente de aderência é maior. Acontece um torque de forças em torno do centro de gravidade do cavalo, e semireboques um e dois.

Mostra-se nas Figura 4.25 e Figura 4.26, estudo das aderências em ambos os lados do veículo combinado.

Figura 4.25 Aderência no lado esquerdo, ABS 4s3m, condições assimétricas.

O lado esquerdo do veículo atinge o valor máximo de 0.2, devido à superfície ou condições da estrada. O ABS modula a pressão de frenagem fazendo com que esse valor, que é o máximo disponível, seja usado. (Figura 4.25)

No entanto, o lado direito mostra as consequências de não se ter um atuador por roda: nos eixos 5 e 7 (últimos de cada tandem) o pneu que apresenta mais capacidade de frenagem por ter um coeficiente de aderência mais alto nesse lado se encontra limitada pela baixa aderência do outro lado. (Figura 4.26)

Quando as rodas do lado esquerdo chegam ao seu limite de 0.2 de aderência, o ABS alivia a pressão nessa roda e a roda oposta que não se encontra sob condições limites. A pressão máxima disponível para frear é muito baixa, assim como a aderência utilizada. Isto ocorre especialmente no último eixo, que como já foi visto, apresenta claramente a menor carga vertical e menor contribuição na frenagem.

Figura 4.26 Aderência no lado direito, ABS 4s3m condições assimétricas.

O comportamento do “slip” é mostrado na Figura 4.27 e Figura 4.28: o lado esquerdo mostra comportamento similar ao mostrado no caso 4s4m, subindo até um valor de slip em que a aderência é máxima. Similar comportamento evidencia o lado direito, com exceção dos eixos 5 e 7, cujo slip é pequeno devido à limitação da pressão neles.

Figura 4.27 Valores do slip no lado direito, ABS 4s3m assimétrico.

Conforme o modelo de aderência do pneu utilizado, valores máximos de aderência são atingidos quando o slip está perto de 0.2. Por isto, independentemente do caso, simétrico ou

assimétrico, o slip apresenta o mesmo comportamento: sobe até o valor em que “mu” é máximo e o ABS faz com que se estabilize perto dele. Sem esse sistema de frenagem, o valor do slip sobe para 1 (100% roda travada), o que acontece após o tempo de aproximadamente 12 segundos de simulação, quando o ABS para de funcionar.

Figura 4.28 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 4s3m assimétrico.

A eficiência da frenagem no caso de ABS 4s3m com aderência assimétrica apresenta o comportamento, com queda de desempenho com relação à versão 4s4m. (Figura 4.29).

Figura 4.29 Eficiência da frenagem com ABS 4s3m, condições assimétricas.

Como pode ver se, sem “split”, a frenagem conseguia um valor muito próximo de 1 (100 %) durante toda a frenagem com o ABS. Aqui, o valor médio na simulação é de menos de 0.8 (80 %).

4.3. Caso ABS 4s2m

4.3.1. Simétrico (aderências iguais)

Existe uma marcada diferença entre este sistema e o 4s4m e 4s3m; o 4s2m possui somente dois moduladores para quatro sensores por tandem. Esses dois moduladores estão colocados no mesmo eixo, deixando o outro sem atuação do ABS.

Figura 4.30 Eficiência da frenagem com ABS 4s2m, condições simétricas.

Quando começa a frenagem, a eficiência atinge o valor máximo de 1 para depois cair até um valor médio de mais de 0.8, o que comparado com o gráfico do sistema na versão de 4s3m (simétrico), é possível observar um desempenho pior. (Figura 4.30).

Com o 4s2m, um dos eixos de cada tandem nos semireboques não dispõe de ABS e bloqueia as rodas. A distância de frenagem necessária é de 91 metros.

Figura 4.31 Aderência em todos os eixos, ABS 4s2m, condições simétricas.

A aderência usada por os eixos ocorre assim: os eixos que possuem ABS atingem o valor máximo disponível (0.6), mas os eixos 5 e 7, que dispõem só de sistema de frenagem convencional, tem a aderência diminuída progressivamente até o valor residual de 0.4, (Figura 4.31) quando o slip é 100%.

Em relação ao slip, esse atinge um valor próximo de 0.2, o que constitui o ponto em que a aderência é maior. Porém, são só os eixos providos com ABS que conseguem continuar numa faixa de valores de 0.2. Os outros (eixos 5 e 7), assim que chegam a esse valor, continuam a subir sem parar pois o slip vai até infinito. (Figura 4.32)

Figura 4.32 Slip em todos os eixos, ABS 4s2m, condições simétricas

4.3.2. Assimétrico (aderências diferentes), μ split

A eficiência de frenagem claramente é menor, mostrando um valor médio mais baixo do que na situação normal vista anteriormente. Após atingir valor de 1, a eficiência apresenta uma queda até pouco mais de 0.8. (Figura 4.33)

Posteriormente, as eficiências de todos os tipos de ABS serão comparadas no mesmo gráfico, mostrando verdadeiramente os ganhos de uns sobre os outros.

Figura 4.33 Eficiência da frenagem com ABS 4s2m, condições assimétricas

Em sequência, a aderência que esta sendo usada por cada pneu do bitrem:

O lado direito tem uma capacidade máxima de aderência de 0.6 quando o slip é mantido ao redor de 20%. O valor último de aderência é de 0.4, ao qual os eixos sem antibloqueio se encaminham assim que conseguem usar a aderência máxima. (Figura 4.34)

Pelo lado esquerdo, aderência máxima de 0.2 e mínimo de aproximadamente 0.15, atingido quando o ABS para de funcionar, ou antes, ($t=10$) nos eixos não dotados com aquele sistema. (Figura 4.35)

Figura 4.34 Aderência no lado direito, ABS 4s2m condições assimétricas

Figura 4.35 Aderência no lado esquerdo, ABS 4s2m condições assimétricas

O comportamento do slip é o mesmo apresentado pelo valor da aderência, com valores estabilizados nos eixos que não bloqueiam e valores crescentes para os outros eixos. Uma vez o antibloqueio não funciona, todos os eixos têm o valor do slip crescendo. (Figura 4.36) e (Figura 4.37).

Figura 4.36 Valores do slip no lado direito, ABS 4s2m assimétrico

Figura 4.37 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 4s2m assimétrico

4.4. Caso ABS 2s2m:

A variação introduzida que diferencia esta variante das outras faz com que seja uma versão mais simples em relação a componentes e, portanto, a priori um desempenho pior pode ser previsto. No cavalo, como anteriormente, o ABS controla individualmente cada roda por meio dum sensor e um modulador em cada uma delas. Pelo outro lado, em ambos os tandens, só um dos eixos possui sensores e moduladores: assim, para quatro rodas por tandem, as rodas do

último eixo levam montado um sensor e um atuador, não contando com nenhum no eixo dianteiro. Entretanto, as rodas no outro eixo a pesar de não estarem equipadas com sensor ou atuador nenhum, funcionam escravas do eixo traseiro, isto é: o sensor no lado esquerdo controla o escorregamento parcial da roda traseira e quando esta apresenta evidências de bloqueio iminente, o modulador correspondente atua sobre essa e a outra na frente. De igual jeito atua no lado direito. Isto quer dizer que as rodas dianteiras recebem comandos na pressão do freio só quando as traseiras estão perto de bloquear; se a força vertical, determinante pela capacidade de frenagem fosse muito menor no eixo dianteiro, as rodas nele poderiam bloquear e continuar assim até que acontecesse exatamente o mesmo nas traseiras do mesmo tandem.

O fato de colocar o eixo dianteiro como escravo do traseiro é uma tentativa de, sem gastar mais na colocação de mais sensores e moduladores, não perder muita eficiência freando como aconteceria não tendo nenhum tipo de controle.

4.4.1. Simétrico:

Tomando o caso de ABS 4s4m, que dá o melhor resultado possível como referência, se sabe quais os eixos suportam mais carga vertical: os eixos que não dispõem de sensores e moduladores carregam mais do que o eixo com os componentes, por isso que o comportamento esperado é o eixo traseiro limitar o desempenho do dianteiro. O pensamento lógico seria colocar a distribuição do ABS ao contrário, tendo como eixo escravo o outro, porém existe o risco desse eixo ser levantado quando o bitrem circula sem carga, e o ABS ficar sem efeito nenhum.

Figura 4.38 Slip em todos os eixos, ABS 2s2m, condições simétricas

Esta hipótese é contrastada na Figura 4.38: efetivamente, os eixos 4 e 6 vêem seu valor do slip reduzido por causa da entrada em saturação dos eixos 5 e 7 respectivamente. Os eixos ainda não tinham alcançado a maior pressão de freio, quando as outras rodas no tandem chegaram perto do bloqueio.

Figura 4.39 Aderência em todos os eixos, ABS 2s2m, condições simétricas.

O valor do slip e em sequência a aderência Figura 4.39, caem até valores muito baixos, com o slip muito perto de zero, o que quer dizer que praticamente não está freando nada, e os coeficientes de aderência que o veículo combinado consegue atingir, nesses eixos, são significativamente menores do que nos outros.

Figura 4.40 Eficiência da frenagem com ABS 2s2m, condições simétricas.

Finalmente, a eficiência na Figura 4.40 mostra a evolução do valor desse parâmetro que posteriormente será comparado num confronto geral entre todos eles. Após apenas dois segundos de frenagem, a eficiência começa a oscilar por volta de 0.8 ou até menos. Uma vez que o ABS para de funcionar todos os casos apresentam valores equiparáveis, pois todas as rodas passam a estar bloqueadas em todos eles.

4.4.2. Assimétrico (aderências diferentes), μ split

Acontece o mesmo que no caso simétrico: o ABS exerce o controle sobre os dois eixos controlando por lados, um modulador controla o lado direito e outro o lado esquerdo, por isso existem dois gráficos de aderência com o mesmo padrão entre elas e com o caso simétrico, com a diferença de existir um gráfico com valor máximo de aderência 0.6 no lado de alta

adesão sendo que a outra consegue atingir o limite de 0.2 no lado de baixa. (Figura 4.41) (Figura 4.42).

Figura 4.41 Aderência no lado direito, ABS 2s2m condições assimétricas.

Também percebe-se que no lado com aderência menor, as rodas com pressão limitada demoram mais em perder desempenho. A aderência disponível máxima é muito mais baixa neste lado, a roda traseira limita mais também a pressão na dianteira, mas a diferença entre a força de frenagem realizada e a possível é menor que no caso simétrico.

Figura 4.42 Aderência no lado esquerdo, ABS 2s2m condições assimétricas.

Figura 4.43 Valores do slip no lado direito, ABS 2s2m assimétrico.

Este resultado fica explicado nas figuras do slip: o lado direito segue exatamente a tendência marcada no caso simétrico, com valores de 0.2 nas rodas com ABS modulado para elas e valor indo para zero nos eixos 6 e 7. No entanto, o slip nos eixos 6 e 7, no lado de baixa, não apresenta uma queda tão pronunciada, atingindo primeiramente o 0.2 para depois descer gradualmente até próximo de 0. (Figura 4.43 e Figura 4.44)

Figura 4.44 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 2s2m assimétrico.

Por último, a eficiência do sistema 2s2m quando a pista apresenta condições ruins e diferença de aderências durante a frenagem esta na Figura 4.45: as oscilações na linha da eficiência são devidas as instabilidades nos eixos 6 e 7. Uma comparativa de desempenho é feita no final deste capítulo, comparando todos os casos simétricos entre eles, assim como os assimétricos.

Figura 4.45 Eficiência da frenagem com ABS 2s2m, condições assimétricas.

4.5. Caso ABS 2s1m com eixo escravo

Neste último caso tratado, o ABS incluído apresenta a configuração mais simples que pode ter. É uma versão mais simples ainda do que o anterior, tendo um modulador para o circuito de freio em cada tandem e sensores no eixo posterior de cada um deles.

Portanto, aqui vai ser apresentado sem dúvida o pior desempenho de todos, especialmente sob condições de assimetria, quando as diferenças vão ser acentuadas.

4.5.1. Simétrico

Neste cenário, a atuação vai ser a mesma que com 2s2m, porque sendo simétrico acontece o mesmo em ambos os lados e um dos moduladores fica redundante, conseguindo resultados similares. Lembre-se que no tráfego do dia a dia, nunca uma frenagem de emergência é tão ideal quanto a analisada aqui, com condições perfeitamente simétricas e linha reta. Aliás, aqui a atuação do motorista não foi levada em consideração.

Figura 4.46 Aderência em todos os eixos, ABS 2s1m, condições simétricas.

Slip e aderência são mostrados e, similarmente ao 2s2m, os eixos 4 e 6 perdem freio rapidamente caindo até um slip próximo de zero (Figura 4.47) pela limitação do eixo traseiro nessas tandens, que suportam menor carga vertical e bloqueiam antes. Assim acontece com o valor do μ nos eixos (Figura 4.46) que permanece perto de 0,6, com a exceção dos eixos 4 e 6. O eixo 6 tem maior queda do que o quarto eixo porque a diferença de capacidade de frenagem (e forças verticais) entre os eixos 6 e 7 é sensivelmente maior do que entre os eixos 4 e 5. Por esse motivo, o eixo 7 limita mais o desempenho do sexto do que o quinto aquela do quarto.

Figura 4.47 Slip em todos os eixos, ABS 2s1m, condições simétricas.

A eficiência final se mostra na Figura 4.48, com comportamento em aparência similar ao caso 2s2m simétrico, o que será comprovado em adiante.

Figura 4.48 Eficiência da frenagem com ABS 2s1m, condições simétricas.

4.5.2. Assimétrico (aderências diferentes), μ split.

Um único modulador para cada tandem limita a capacidade de frenagem do sistema: freando sob condições assimétricas, uma das rodas pode limitar o funcionamento das outras três.

Concretamente, a roda colocada no eixo traseiro que fica do lado de baixa aderência. O eixo traseiro tem menor carga vertical e menor capacidade de frenagem e requer da entrada em funcionamento do ABS de forma prematura.

Figura 4.49 Valores do slip no lado direito, ABS 2s1m assimétrico.

Figura 4.50 Valores do slip no lado esquerdo, ABS 2s1m assimétrico.

Assim, é a situação representada nas figuras superiores do slip (Figura 4.49 e Figura 4.50): como já foi dito, uma roda das quatro de cada tandem limita as outras três. Neste caso, segundo as condições dadas como “input”, é o lado esquerdo que transita sobre pista de baixa

aderência. As rodas esquerdas dos eixos 5 e 7 são as primeiras a requerer a entrada do ABS, todas as rodas do lado direito vêm seu slip descer até zero porque são privadas da pressão necessária (eixos 4,5,6 e 7). Nas respectivas rodas esquerdas dos eixos 5 e 7, o slip não desce de forma tão forte porque tem pouca aderência e a perda relativa de força de frenagem não é tão grande como a sentida no lado direito.

Figura 4.51 Aderência no lado direito, ABS 2s1m condições assimétricas.

Igualmente acontece nos coeficientes de aderência: as quatro rodas direitas dos dois tandens não conseguem aproveitar a aderência máxima existente de 0.6, perdendo toda possibilidade de frenagem nelas com aderência quase nula. (Figura 4.51). No lado esquerdo se repete com as rodas nos eixos 4 e 6 (Figura 4.52). Acontece que das oito rodas presentes nos dois tandens, somente duas estão freando em níveis de desempenho aceitáveis, sendo que as outras seis têm a pressão de frenagem baixa demais para conseguir colaborar.

Figura 4.52 Aderência no lado esquerdo, ABS 2s1m condições assimétricas.

Como era esperada, a eficiência desta versão sob condições assimétricas fornece os piores resultados de todos com um valor médio menor de 60%. (Figura 4.53)

Figura 4.53 Eficiência da frenagem com ABS 2s1m, condições assimétricas.

5. CONCLUSÕES

5.1. Distâncias de parada totais

O ABS 4s4m, possui sensores e moduladores de pressão em cada roda, oferecendo controle individual e máximo aproveitamento da capacidade de frenagem. No lado oposto, a versão 2s1m, a mais simples de quantas comparadas.

Na Tabela 7 se expõem as distâncias percorridas pelo veículo com diferentes tipos de ABS, segundo a simulação.

Tabela 7 - Distâncias totais para frenagem total

Tipo de ABS	Simétrico	Assimétrico
4s4m	89 m.	119 m.
4s3m	89 m.	123.5 m.
4s2m	91.3 m.	120.7 m.
2s2m	93 m.	121.2 m.
2s1m	93 m.	132.3 m.

Primeiramente, quando sobre pavimento com condições simétricas, as diferenças são pequenas e como era previsto, o ABS 4s4m consegue a distância de parada mais curta de entre todas, 89 metros sendo de 93 metros a utilizada pela versão 2s1m, o que representa um incremento de 4.4%.

Quando freando sobre μ -split, a distância necessária aumenta mais de 30% com respeito à usada em simétrico, com caso extremo do 2s1m em que esta distância é aumentada em 42%. Comparando os ABS entre si na situação assimétrica, pode-se ver que, com exceção do caso 2s1m, todos os outros modelos apresentam distâncias bem próximas entre elas, existindo um incremento de 11% entre as versões 4s4m e 2s1m.

5.2. Considerações finais

Está demonstrado que o uso do ABS proporciona condições de frenagem em que os motoristas têm maiores chances de evitar ou minimizar os danos de um acidente em que poderiam ser vítimas e elevar custos públicos.

Na Europa e em alguns países, existe um tipo de regulamentação que obriga aos fabricantes a instalá-lo, ou incentiva e apóia o seu uso em todas as categorias de veículos. Isto seria ainda mais vantajoso no Brasil, pois como foi mostrado, o setor da logística está baseado quase exclusivamente no modal rodoviário.

Segundo este estudo, quando as condições da frenagem são simétricas, a distância de frenagem não apresenta diferenças tão apreciáveis como quando a aderência é diferente em ambos os lados.

Cabe à empresa decidir que versão do ABS é a mais adequada à sua frota de veículos comerciais em função da relação custo-benefício.

Em minha opinião, as diferenças obtidas nas frenagens com aderência simétrica não são decisivas na hora de escolher entre vários tipos de ABS. Porém, as ocasiões em que um motorista encontra situações de aderência assimétrica são remotas, e por isso considero as versões mais simples como a 2s2m ou 2s1m perfeitamente válidas na hora de escolher.

6. REFERÊNCIAS

ABE, M. *Vehicle Handling Dynamics*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2009. BARTLETT, W.; WRIGHT, W. *Braking on Dry Pavement and Gravel With and Without ABS*. SAE International, n.2010-01-0066, 2010.

BOSCH. *Driving-safety systems*. 2. ed. [S.l.]: SAE International, 1999.

BOSCH. *Automotive brake systems*. 1. ed. [S.l.]: SAE International, 1995.

BOSCH. *Automotive Handbook*. 5. ed. [S.l.]: SAE International, 2000.

BRUNO BATISTA DE BARROS MARTIN (CNT). *Transporte Rodoviário. Entraves e perspectivas*. CNT, ca.2004

CANALE, A. C. *Automobilística: dinâmica e desempenho*. São Paulo: Érica, 1989.

CANALE, A. C. *Estudo de desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio do centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento*. São Carlos: Universidade de São Paulo, 1991.

CANALE, A. C.; POLITO, R. F.; GUTIERREZ, J. C. H. *A importância de um plano de revisão e complementação das normas e regulamentações de frenagem de veículos rodoviários de carga no Brasil*. In: 7º Colloquium Internacional de Freios & mostra de engenharia. Gramado: [s.n.], 2005.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE; COPPEAD-UFRJ. *Transporte de cargas no Brasil. Ameaças e oportunidades para o Desenvolvimento do país*. [S.l.].

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. *Pesquisa CNT de Rodovias 2009. Relatório Gerencial*. [S.l.]. 2009.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. *Revista CNT*, n.158.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. *Atlas do Transporte*, 2006.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. *Pesquisa CNT de Rodovias*. [S.l.]. 2002.

CONTRAN 808/95 - CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Altera o art. segundo da Resolução Contran 777/93. [S.l.]: [s.n.], 1995.

CONTRAN. RESOLUÇÃO Nº 312. Disponível em:
<<http://www.denatran.gov.br/resolucoes.htm>>. Acesso em: 12 Novembro 2010.

DAHLBERG, E. *Yaw Instability Due to Longitudinal Load*. SAE Technical Paper Series,

n.1999-01-2952, 1999.

DEPARTMENT OF TRANSPORTATION USA - NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC

EVANS, L. *ABS and relative crash risk under different roadway, weather and other conditions*. SAE Technical Paper Series, n. 950353, 1995.

FERNANDES, D. L. G.; CANALE, A. C.; ADAS, C. A. *Uma descrição de um programa computacional para o estudo do desempenho na frenagem de veículos pesados*. In: ABCM. Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica & Congresso Ibero-Americano de Engenharia Mecânica. Belo Horizonte, 1995.

GARDINALLI, G. J. et al. *ABS for low price vehicles*. SAE Technical Paper Series, n. 2007-01-2752, 2007.

GEIPOT. *ANUÁRIO ESTATÍSTICO*. [S.l.]. 2001.

GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1992.

HANKOOK. Disponível em: <<http://www.hankooktire-eu.com/es/tecnologia/historia-de-los-neumaticos.html>>. Acesso em: 23 Outubro 2010.

HEISLER, H. *Advanced Vehicle Technology, Second Edition*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, v. I, 2002. 499 p. ISBN 0 7131 3660 X.

INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA. *Impactos sociais e econômicos dos acidentes de trânsito nas rodovias brasileiras*. [S.l.], Dezembro 2006.

KAHANE, C. J. *Preliminary evaluation of the effectiveness of antilock brake systems for passenger cars*. National Highway Traffic Safety Administration, n. DOT HS 808 206, December 1994.

LIMPERT, R. *Brake Design and Safety*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, v. I, 1992. 460 p. ISBN 1-56091-261-8. SAE Order n° R-120.

MARTIN, B. B. D. B. *Transporte Rodoviário. Entraves e Perspectivas*. [S.l.].

MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. *Race car vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1995.

MORTIMER, R. G. et al. *Brake force requirement study: driver-vehicle braking performance as a function of brake system design variables*. National Highway Traffic Safety Administration, April 1970.

NIGAM, S. *Modeling, simulation and response analysis of antilock braking systems*. [S.l.]: West Virginia University, Morgantown, 1993.

PACEJKA, H. B. *Tire and Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, v. I, 2002. 627 p. ISBN 0 7680 1126 4.

PAMCARY. *Um diagnóstico de acidentes de caminhões*. [S.l.]. 2007.

PEDROSO DOS SANTOS, D.; LOBO LUSTOSA CABRAL, E. *A novel method for controlling an ABS (Anti-lock Braking System) for heavy vehicle*. SAE Technical Papers Series, n.2008-36-0039.

PENTEADO DE MELO, R. *Lateral stability of long combination*. SAE Technical Papers Series, n.2005-01-3992, 2005.

POLITO, R. F.; CANALE, A. C. *Estudo do desempenho na frenagem de um bi-trem*. *Revista Minerva*, São Carlos, v. v.2, n.2, p. 217-225, 2005.

RILL, G. *Vehicle Dynamics*. Regensburg: University of applied science, 2008.

SAFETY ADMINISTRATION - *LABORATORY TEST PROCEDURE*. FMVSS 121 - Air Brake System. Washington: [s.n.], 2004.

SCANIA. Disponível em: <<http://www.scania.com/products-services/trucks/main-components/engines/euro-5/16-litre/620-hp.aspx>>. Acesso em: 15 Novembro 2010.

SHURTZ, M. L.; GUENTHER, D. A.; HEYDINGER, G. J. *Refinements of a Heavy Truck ABS Model*. SAE Technical Papers Series, n.2007-01-0839, 2007.

TABOREK, J. J. Mechanics of vehicles: Motion of wheels. *Machine Design*, May 1957.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. *World report on road traffic injury prevention: summary*. Geneva, 2004.